



TITLE:

規範モデルを用いた制御による高
精密加工機の運動精度向上に關す
る研究(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

長岡, 弘太郎

CITATION:

長岡, 弘太郎. 規範モデルを用いた制御による高精密加工機の運動精度
向上に關する研究. 京都大学, 2012, 博士(工学)

ISSUE DATE:

2012-09-24

URL:

<https://doi.org/10.14989/doctor.k17157>

RIGHT:

規範モデルを用いた制御による高精度加工機の
運動精度向上に関する研究

2 0 1 2

長岡 弘太郎

目 次

本研究論文で使用されている記号・単位の一覧表	a
第 1 章 緒 言	1
第 2 章 高精度加工機に存在する誤差要因とその補償方式	4
2.1. 緒論	4
2.2. 送り駆動系の構成要素	5
2.3. 高精度加工機の送り駆動系に存在する誤差要因	6
2.3.1. 制御系に起因する誤差要因	6
2.3.2. 機械系に起因する誤差要因	8
2.4. 制御による誤差要因の補償手法とその課題	9
2.4.1. 制御系に起因する誤差要因の補償	9
2.4.2. 機械系に起因する誤差要因の補償	10
2.4.3. 誤差要因と補償方法のまとめ	11
2.5. 結論	11
第 3 章 規範モデルを用いた 2 自由度制御	13
3.1. 緒論	13
3.2. 軌跡誤差の定式化	14
3.2.1. 要求される制御特性とその評価のための軌跡誤差パラメータ	14
3.2.2. 軌跡誤差パラメータの計算式	16
3.3. 制御系設計	18
3.3.1. 制御対象のモデル化	18
3.3.2. 従来の制御系設計	19
3.3.3. 従来の制御系における軌跡誤差	20
3.3.4. 提案する制御系設計	21
3.3.5. 提案する制御系の解析	23
3.4. 従来の制御系と提案する制御系の制御性能比較	24
3.4.1. 解析解の比較	24
3.4.2. 数値シミュレーションによる比較	26
3.5. 軌跡制御性能の検証実験	30
3.5.1. 実験装置と実験条件	30
3.5.2. 実験結果	31
3.6. 結論	33
第 4 章 制御系に起因する誤差要因の分析と補正	34
4.1. 緒論	34

4.2.	サーボ制御系の応答遅れの分析	35
4.2.1.	コーナー形状指令時の軌跡誤差	35
4.2.2.	コーナー減速時の指令位置	36
4.2.3.	コーナー減速時のサーボ制御系の応答	38
4.2.4.	コーナー鈍り量の算出	39
4.2.5.	規範モデルを用いた 2 自由度制御を適用した場合のコーナー鈍り量	40
4.3.	摩擦による誤差の分析と補償	41
4.3.1.	摩擦によって生じる軌跡誤差	41
4.3.2.	規範モデルの状態量を用いた摩擦補償	42
4.4.	検証実験	44
4.4.1.	実験装置の概要	44
4.4.2.	実験結果	46
4.5.	結論	48
第 5 章	機械系に起因する誤差要因の分析	50
5.1.	緒論	50
5.2.	測定システムと誤差要因分析アルゴリズム	51
5.2.1.	測定システム	51
5.2.2.	誤差要因分析アルゴリズム	52
5.3.	工具端誤差の計測実験および計測結果に基づく分析	54
5.3.1.	実験装置	54
5.3.2.	測定結果	55
5.3.3.	測定結果に基づく誤差要因の分析	57
5.4.	結論	63
第 6 章	機械系に起因する幾何学的な誤差の補正	64
6.1.	緒論	64
6.2.	幾何学的誤差の補償アルゴリズム	65
6.2.1.	幾何学的誤差のモデル化	65
6.2.2.	補償指令の生成方式	65
6.2.3.	サーボ系応答を考慮した誤差補償方式	65
6.3.	制御系設計	66
6.4.	数値シミュレーション	67
6.5.	実験	69
6.5.1.	実験装置の構成	69
6.5.2.	実験結果	70
6.6.	結論	72

第 7 章	高速輪郭運動制御のケーススタディ	73
7.1.	緒論	73
7.2.	開発した機械の概要	74
7.2.1.	高精度加工機の設計方針	74
7.2.2.	リニアモータ送り機（機械 A）の概要	75
7.2.3.	ボールねじ送り機（機械 B）の概要	75
7.3.	開発した機械の精度評価	77
7.3.1.	円弧指令時の軌跡精度	77
7.3.2.	輪郭運動制御特性評価	78
7.4.	幾何学的誤差の補正実験	78
7.4.1.	実験条件	78
7.4.2.	幾何学的誤差の計測と補正	79
7.5.	円弧運動時の輪郭運動誤差補正実験	81
7.5.1.	工具端運動のモデル化	81
7.5.2.	機械系モデルパラメータと工具端誤差量の関係式	84
7.5.3.	実験条件	85
7.5.4.	実験結果	86
7.6.	結論	89
第 8 章	動力的誤差に起因する機械振動のモデル化と補正	90
8.1.	緒論	90
8.2.	動力的誤差の計測	91
8.2.1.	計測システム	91
8.2.2.	実験装置	91
8.2.3.	周波数応答の測定結果	92
8.2.4.	動力的誤差のモデル化	94
8.3.	制御系設計と軌跡誤差の分析	94
8.3.1.	制御系の設計と解析	94
8.3.2.	軌跡誤差の評価	95
8.4.	測定実験	97
8.5.	結論	99
第 9 章	結 言	100
謝 辞	103
参 考 文 献	104

本研究論文で使用されている記号・単位の一覧表

記号	意味	単位
$C_p(s)$	位置制御器の伝達関数	—
$C_{pm}(s)$	摩擦補償器用位置制御器の伝達関数	—
$C_v(s)$	速度制御器の伝達関数	—
$c_x(t)$	指令軌跡の X 座標	m
$c_y(t)$	指令軌跡の Y 座標	m
$e_1(t)$	直角度誤差成分ベクトル	m
$\hat{e}_1(t)$	直角度誤差成分ベクトル推定値	m
$e_2(t)$	真直度およびピッチエラー誤差成分	m
$\hat{e}_2(t)$	真直度およびピッチエラー誤差成分推定値	m
$\hat{e}_{geo}(t)$	幾何学的誤差成分推定値	m
$e_t(t)$	工具端誤差ベクトル	m
$e_{t2}(t)$	直角度成分を除いた工具端誤差ベクトル	m
$e_{t3}(t)$	直角度・真直度・ピッチエラー成分を除いた工具端誤差ベクトル	m
$e_y(t)$	往路と復路の軌跡の y 軸方向の差	m
f_{ij}	真直度およびピッチエラー成分を表す位置依存関数	m
\hat{f}_{ij}	真直度およびピッチエラー成分を表す位置依存関数の推定値	m
$G(s)$	サーボ系伝達関数	—
$G_{approx}(s)$	サーボ系近似伝達関数	—
$G_c(s)$	補正量に対する規範モデルの伝達関数	—
$G_{c1}(s)$	位置フィードフォワード補償伝達関数	—
$G_{c2}(s)$	速度フィードフォワード補償伝達関数	—
$G_{c3}(s)$	トルクフィードフォワード補償伝達関数	—
$G_{dt}(s)$	フィードバック位置から工具端位置までの伝達関数	—
$G_{dm}(s)$	フィードバック位置から工具端位置までのノミナルモデル伝達関数	—
$G_{fb}(s)$	フィードバック系伝達関数	—
$G_{fd}(s)$	モータ推力からフィードバック位置までの伝達関数	—
$G_{fdm}(s)$	モータ推力からフィードバック位置までのノミナルモデル伝達関数	—
$G_{ff}(s)$	フィードフォワード系伝達関数	—
$G_n(s)$	ノッチフィルタの伝達関数	—

$G_{pm}(s)$	摩擦補償器用制御対象モデル伝達関数	—
$G_r(s)$	規範モデル伝達関数	—
$G_{rd}(s)$	モータトルクからフィードバック位置までの伝達関数	—
$G_{rdm}(s)$	モータトルクからフィードバック位置までのノミナルモデル伝達関数	—
J	総イナーシャ	kg m ²
J_1	モータ側イナーシャ	kg m ²
J_2	負荷側イナーシャ	kg m ²
K_1	直角度成分行列	—
\hat{K}_1	直角度成分行列推定値	—
K_p	位置ループゲイン	rad/s
K_r	規範モデルゲイン	rad/s
K_{vi}	速度積分ゲイン	rad/s
K_{vp}	速度比例ゲイン	rad/s
$\mathcal{L}[f(t)]$	関数 $f(t)$ のラプラス変換	—
$\mathcal{L}^{-1}[H(s)]$	伝達関数 $H(s)$ の逆ラプラス変換	—
$p_{k,j}$	幾何学的誤差補正量	m
$p_x(t)$	応答軌跡の X 座標	m
$p_y(t)$	応答軌跡の Y 座標	m
r	指令円弧半径	m
t	時刻	s
t_a	1 段目加減速時定数	s
t_d	定常状態での応答遅れ時間	s
t_s	2 段目加減速時定数	s
v	送り速度	m/s
\hat{v}	摩擦補償器用モデル速度	m/s
x_a	X 軸の応答位置	m
$\mathbf{x}_{comp}(t)$	幾何学的誤差補正量ベクトル	m
x_{fb}	フィードバック位置	m
$\mathbf{x}_{fb}(t)$	フィードバック位置ベクトル	m
x_m	モデル位置	m
x_r	X 軸の指令位置	m
x_{ref}	指令位置	m
x_t	工具端位置	m

$\mathbf{x}_i(t)$	工具端位置ベクトル	m
y_a	Y 軸の応答位置	m
y_r	Y 軸の指令位置	m
α	速度のフィードフォワード係数	—
β	トルクのフィードフォワード係数	—
Δ_a	非対称誤差	m
Δ_e	コーナー鈍り量	m
Δ_r	円弧内回り量	m
Δ_{rmech}	機械系の動力学的特性によって生じる円弧半径誤差量	m
θ	指令コーナーの角度(外角)	rad
ζ_a	反共振減衰比	—
ζ_n	ノッチ減衰比	—
ζ_r	共振減衰比	—
ζ_v	閉ループ系減衰比	—
τ_{comp}	摩擦補正トルク	Nm
τ_{dis}	外乱トルク	Nm
τ_f	クーロン摩擦トルク	Nm
τ_m	モータトルク	Nm
τ_{mdl}	モデル摩擦トルク	Nm
ω_a	反共振周波数	rad/s
ω_n	ノッチ周波数	rad/s
ω_r	共振周波数	rad/s
ω_v	閉ループ系共振周波数	rad/s

第1章 緒 言

工作機械はマザーマシンとも呼ばれ、製造業における非常に重要な生産財に位置づけられている。工作機械の性能を評価する際の主要な指標として加工精度と生産性が挙げられる。そのうち、加工精度を極限近くまで追い求めた加工機として、超精密加工機がある。液晶の導光板や非球面レンズ金型の超精密加工は高付加価値加工の代表ともいえる存在であり、その形状精度は 50nm、面粗さは 5nmRy に達している¹⁾²⁾。これらの超精密加工機の位置決め分解能はナノメートルからサブナノメートルオーダーであり、小物ワークの超精密加工に特化した専用加工機として進化を続けている。一方で、高精度マシニングセンタと超精密加工機の中間の加工エリアサイズを持ち、さまざまな材料の精密金型加工や精密部品加工が高能率に行える高精密加工機へのニーズが近年高まっている³⁾。

高精密加工の対象は、光学部品の他に、エンジンの高精密部品（高圧インジェクションヘッド等）⁴⁾、環境分野や生体分野で用いる製品の金型（触媒の構造材、生体細胞を培養するためのマイクロチャンネル等）などがある。これらの分野は、フォトリソグラフィ・エッチングといった加工法も選択肢として挙がる分野であるが、材料を選ばない点や、設備投資負担が小さい点など、切削加工への期待は大きい。しかし、これらの高精密加工においては、サブマイクロメートルオーダーの加工精度レベルが必要となる。表 1-1 に超精密加工、高精密加工、精密加工の対象とレベルのおおよその目安をまとめる。

工作機械による切削加工の根底にある原理として母性原理(母性原則)がある⁵⁾⁶⁾。すなわち、加工されたワークの形状は、工具刃先の運動経路が転写されるというものである。したがって、要求される加工精度を実現するためには、それと同等の精度で工具刃先の運動を制御することが求められる。超精密加工機や高精密加工機においても同様のことがいえる。つまり、超精密加工機にはナノメートルオーダーの運動精度が、高精密加工機にはサブマイクロメートルオーダーの運動精度が要求される。超精密加工機は要求される精度は高いものの、加工時の運動速度は 500mm/min(0.0083m/s)程度と低速であるため、運動時の誤差は発生しにくい。また、微細な形状に特化した加工機であり、専用の治具設計や駆動系の設計を行うことで、必要な運動精度を確保するといったアプローチが可能である。一方、高精密加工機は、生産性も追及しており、1000mm/min(0.017m/s)から 5000mm/min(0.083m/s)程度の比較的高速な条件で加工を行う。また、多品種のワークの加工にも対応できるように汎用的な設計の機構要素を用いることから、運動誤差が発生しやすいといった課題がある。生産性を向上させ高能率化を図ることは、製造業の発展に大きく寄与するも

のであり、またその際に問題となる運動誤差の要因を分析して高精度な運動制御技術を研究開発することは、学術的に意義深いものである。

本研究では、1000mm/min 以上の比較的高速な条件においてサブマイクロメートルオーダーの運動精度を実現する高精度加工機をターゲットとして、主に計測と制御の観点から運動精度の向上に必要な技術を開発することを目的とする。運動時に発生する誤差の計測およびモデル化を行い、その結果を制御系設計に反映することにより、要求される運動精度の実現を図る。

高精度加工機を含む工作機械の制御を行う手段としては、数値制御装置（NC）が重要である。NC は 1950 年代に米国で開発されて以来、コンピューター技術やモータドライブ技術の発展と相まって飛躍的にその性能を向上させてきた^{7),8)}。近年では、ミリ秒オーダーの周期と 1nm の分解能で補間処理を行い、さらに高速な周期でサーボ制御を行うことができる⁹⁾¹⁰⁾。またソフトウェアによるさまざまな制御機能が実装されており、高速高精度加工にとって必要不可欠な存在となっている¹¹⁾。

高精度加工機の運動制御を NC によって行う際には、高速処理や高分解能処理といった基本的な処理性能向上のほかに、運動誤差を発生させる要因ごとにその誤差要因を補正する制御機能の重要性が高くなる。なぜならば、高精度加工機に要求される運動精度はサブマイクロメートルオーダーであるが、加工機の駆動軸を構成する機械要素の形状精度や、制御系に作用する外乱の影響により生じる位置偏差のオーダーは、サブマイクロメートルよりも一般的に大きいためである。そのため、要求される運動精度を達成するためには、機械要素や制御系に由来して生じる誤差をモデル化して予測し、補正制御を行うことが必要となる。

本論文の構成は以下のとおりである。第 1 章の緒言につづいて、第 2 章では高精度加工機において軸の移動をつかさどる送り駆動系の構成について述べ、その送り駆動系に作用する誤差要因の分類とそれらの誤差要因に対する補正制御のアプローチについて述べる。第 3 章では、送り駆動系の中のサーボ制御系に要求される制御特性について述べ、高精度加工機の運動制御に適した制御方式として、規範モデルを用いた 2 自由度制御方式を導入する。第 4 章では、運動誤差のうち制御系に起因する誤差要因の分析として、制御系のパラメータと輪郭運動誤差の解析的な関係式を導入するとともに、指令値追従性の向上と摩擦外乱の抑制を両立させる制御方式の提案を行う。一方、第 5 章では、運動誤差のうち機械系に起因する誤差要因の分析手法について述べる。特に、幾何学的な誤差と動力学的な誤差とをシステマティックに分離する手法を提案する。さらに、第 6 章では、幾何学的な

誤差の補正方式について述べ、高速運動時の周期的な幾何学的誤差を補正するための方式として、複数の規範モデルをもった 2 自由度制御系を提案する。そして、第 7 章において、第 6 章までで提案してきた運動制御方式と誤差補正手法の有効性を検証するためのケーススタディを行う。ケーススタディではボールねじ駆動とリニアモータ駆動の 2 つの異なる駆動方式についての比較も行う。第 8 章では、ケーススタディの結果に基づいて、動力学的な運動誤差の分析を行い、動力学的誤差の補償のための制御系設計手法についての提案を行う。最後に、第 9 章で結言を述べる。

表 1-1 超精密加工・高精密加工・精密加工の対象とレベル

		超精密加工機	高精密加工機	マシニングセンタ (精密加工)
送り速度		～500mm/min	～5000mm/min	～30,000mm/min
加工法		微細形状加工 専用加工 (V溝，非球面)	汎用加工と専用加工との 共存	汎用加工 金型・部品加工
加工工程		加工工程毎の段取り／ セットアップ		加工工程によらない段取り／ セットアップ
加工対象		光学部品（液晶導光板，非球面 レンズ金型）		高精密部品，精密部品
加工精度	寸法精度	—	～0.5 μ m	～2 μ m
	形状精度	～50nm	～0.5 μ m	～4 μ m
	仕上げ面粗さ	～5nm	～0.1 μ m	～1 μ m
運動精度	位置決め精度 (2 σ)	～5nm	～0.05 μ m	～2 μ m
	真円度	～10nm	～0.1 μ m	～4 μ m
	真直度	～50nm	～0.1 μ m	～4 μ m
使用環境	温度	23℃± 0.1℃	23℃± 1℃	一般工場環境
	湿度	30%± α	45%± 2%	一般工場環境
	防振設計	有	必要に応じ検討	なし

第2章 高精密加工機に存在する誤差要因とその補償方式

2.1. 緒論

高精密加工を実現するためには、ワークに対する工具端の相対位置を高い精度で制御することが求められる。要求される運動精度は、第1章で述べたように、 $0.1\mu\text{m}$ のオーダーに達する。以下では、ワークに対する工具端の相対位置を、工具端位置と呼ぶ。工具端位置の運動は、ワークを載せたテーブルまたは工具を取り付けたヘッドを複数の軸送り機構によって移動させることによって行われる。3つの軸送り機構の移動方向を互いに直交するように配置することにより、3次元空間内の工具端位置を制御できる。それぞれの軸送り機構は位置制御系が組み立てられており、軸送り機構および周辺の機械要素と、送り駆動のための位置制御系を総称して、送り駆動系と呼ぶ。それぞれの送り駆動系の運動に誤差があると、工具端位置の運動にも誤差が生じ、結果的に加工精度の低下につながる。

加工精度の低下を防ぐためには、指令された軌跡と実際に工具端が動く軌跡との間の誤差すなわち軌跡誤差を小さくすることが必要である。言い換えると、指令された軌跡に対する工具端軌跡の精度すなわち軌跡精度を向上させることが必要となる。工具端軌跡は加工対象物であるワークの輪郭を創成するものであり、軌跡誤差および軌跡精度は、輪郭運動誤差および輪郭運動精度ともそれぞれ呼ばれる。軌跡精度（輪郭運動精度）を向上させるためには、送り駆動系の高精度な運動が必要不可欠となる。

送り駆動系の運動を高精度化するための方法として、アクチュエータや軸受けなどの機械要素そのものを高精度なものにする方法がある¹²⁾。しかしながら、高精度な機械要素であっても高速・高加速度の移動条件のもとでは誤差が生じやすくなる。また、生産性や機械製造コストの観点から、機械要素自身の高精度化が難しいケースも存在する。そこで、制御系による運動誤差の補償が行われる。本章では高精密加工機の送り駆動系に存在する各種の誤差要因について、従来の誤差補償手法とその課題について述べる。

本章の構成は以下のとおりである。2.2節で高精密加工機の送り駆動系の構成について述べた後、2.3節において送り駆動系の各要素に存在する誤差要因について述べる。次に、2.4節で送り駆動系の誤差要因を制御によって補償する場合の制御手法とその課題について述べる。最後に、2.5節で本章の結論を述べる。

2.2. 送り駆動系の構成要素

工具を移動させる軸の送り駆動系について、その主要な構成要素を図 2-1 に示す。工具が取り付けられた工具把持部は、アクチュエータによって駆動力を与えられて案内機構で規定される直線上を運動する。アクチュエータはリニアモータや、回転型サーボモータとボールねじの組合せが用いられる。また、案内機構には、リニアガイドに代表される転がり案内や、すべり案内、静圧案内などの種類がある。工具把持部の位置は位置検出器によって検出され、フィードバック位置としてサーボ制御系へ送られる。位置検出器としては、高精度加工機の場合は直線上の位置を直接検出するリニアスケールが用いられることが多い。サーボ制御系は、フィードバック位置が指令位置に追従するようにサーボ制御を行い、アクチュエータへの駆動指令を送出する。駆動指令は、アクチュエータがリニアモータの場合は推力指令であり、回転型サーボモータの場合はトルク指令となる。なお、図 2-1 では工具を移動させる軸を例に挙げたが、ワークを移動させる軸の送り駆動系についても、工具がワークに、工具把持部がワークを搭載するテーブルに置き換わるほかは、同様の構成となる。

一般に工作機械は X 軸、Y 軸、Z 軸といったように複数の軸を有し、それぞれの軸ごとに送り駆動系が構成されている。

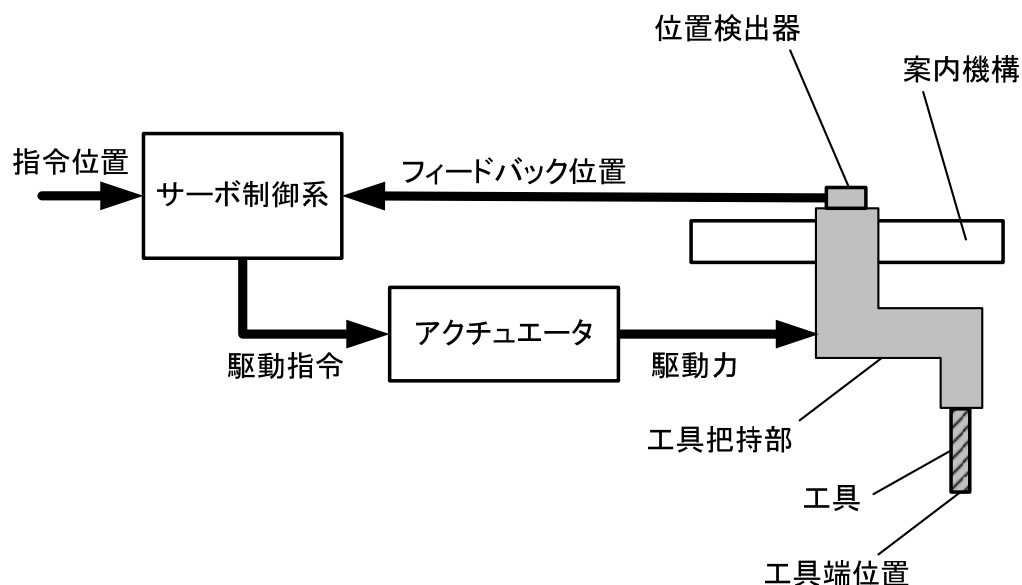


図 2-1 送り駆動系の主要な構成要素

2.3. 高精度加工機の送り駆動系に存在する誤差要因

図 2-1 に示した構成要素は，サーボ制御系とその入出力部分からなる制御系と，それ以外の機械系に大別することができる．そして，工具端の運動精度に影響を与える誤差要因は，制御系に起因するものと，機械系に起因するものに分類することができる．以下では，それぞれの誤差要因についてさらに詳細な分類を行う．

2.3.1. 制御系に起因する誤差要因

送り駆動系で用いられるサーボ制御系のブロック図を図 2-2 に示す．サーボ制御系はフィードフォワード制御器とフィードバック制御器で構成されており，フィードバック制御器は位置制御を行う位置ループの内側に速度制御を行う速度ループが配置されている．なお，速度ループの内側にさらにモータの駆動電流を制御する電流ループが配置されているが，電流ループの制御帯域は十分高く設定されるため，軌跡誤差などの運動精度を論ずる上ではその影響は無視できる．よって，本章および以降の議論では電流ループの影響は無視することとする（伝達関数を 1 とみなす）．また，フィードフォワード制御器の出力は，位置制御器や速度制御器の後段にも加算される場合があるが，そのような場合でもブロック図の等価変換により図 2-2 のような形で記述することができる．

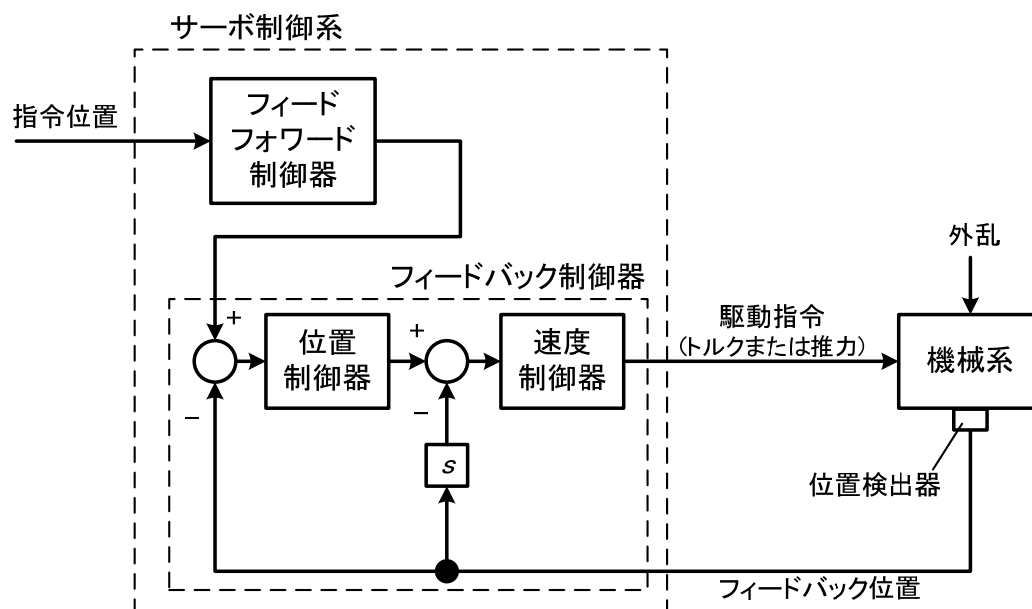


図 2-2 NC 工作機械の送り駆動系で用いられるサーボ制御系のブロック図

サーボ制御系に求められる性能として、指令値追従性能と外乱抑制性能があるが、フィードバック制御は両者に対して有効な制御手法である。すなわち、指令位置とフィードバック位置の差を小さくするように制御を行うので、指令位置が変化した場合にはその変化にフィードバック位置を追従させ、機械系に加わる摩擦などの外乱によってフィードバック位置に擾乱が加わった場合にはその影響を打ち消してフィードバック位置を指令位置に追従させることができる。位置制御器や速度制御器にはゲインと呼ばれるパラメータがあり、高いゲインに設定（ハイゲイン化）すると制御帯域が高くなり、指令値追従性能や外乱抑制性能を向上させることができる。しかしながら、過度に高いゲインに設定すると閉ループ系の発振が起こるため、フィードバック制御のみではフィードバック位置を指令位置に完全に追従させることや、外乱の影響を完全に打ち消すことはできず、追従遅れが生じる。発振の原因としては、位置検出や制御演算の時間遅れによる無駄時間の影響や、機械系の共振特性の影響などがある。

フィードフォワード制御器は、フィードバック制御系の追従遅れを改善するものであり、追従遅れを解消するために必要な補償成分をあらかじめ指令位置に加算しておくものである。フィードフォワード制御器にもゲインパラメータがあり、高いゲインに設定するほど追従性を向上させることができる。しかしながら、追従遅れの完全な予測は難しく、制御器の演算処理能力にも限界があることから、近似的な予測に基づいて制御を行うことになる。このような状態でフィードフォワード制御器のゲインを高く設定すると位置応答にオーバーシュートや振動などの好ましくない現象が生じるため、フィードフォワード制御器を用いたとしても、完全に追従遅れを解消することはできない。

次に、追従遅れが輪郭運動精度におよぼす影響について考察する。本節では、制御系に起因する誤差要因の影響に絞って議論するため、機械系の影響を無視する。すなわち、フィードバック位置が工具端位置に一致するものとする。制御系の単一の送り駆動系において直線運動を行う場合には、追従遅れがあったとしてもフィードバック位置の軌跡は指令された軌跡上にあるため、輪郭運動誤差は生じない。

一方、2つ以上の送り駆動系を同期して駆動する場合には、制御系の追従遅れによって輪郭運動誤差が発生する。それぞれの送り駆動系の追従遅れの量が全く同一であればフィードバック位置の軌跡は指令された軌跡上にあることになり輪郭運動誤差は生じないが、異なる追従遅れ量であれば、輪郭運動誤差が生じる。サーボ制御系は一定速度の指令が入力されるような定常状態であれば追従遅れは一定となるが、速度変化が生じるような過渡的な状態では、追従遅れは時々刻々に変化する。円弧形状やコーナー形状など、移動

方向が変化するような指令軌跡が与えられた場合や、移動開始直後や移動終了直前などにおいて加速および減速を行う場合に、輪郭運動誤差が発生しやすい。

輪郭運動誤差を抑制するためには、各軸の送り駆動系の追従遅れをなるべく一致させるとともに、各軸の追従遅れをできるだけ小さくする必要がある。各軸の指令位置からフィードバック位置までの伝達関数を一致させることができれば、指令形状にかかわらず各軸の追従遅れを一致させることができる。また、その帯域をできるだけ高く設定することで、各軸の追従遅れを小さくすることができる。

2.3.2. 機械系に起因する誤差要因

本節では、フィードバック位置から工具端位置までの機械系に存在する誤差要因について述べる。工具端位置がフィードバック位置と一致しない要因として代表的なものを以下に挙げる。

(1) 送り軸単体の幾何学的運動の不正確さ

理想的な送り駆動系においては、案内機構によって、並進 3 自由度と回転 3 自由度の合計 6 自由度の中で 1 つの自由度のみにその運動が限定され、他の 5 自由度は完全に拘束される。また、拘束されていない 1 つの自由度の運動については、ボールねじや支持コラムなどの機械要素によって、アクチュエータが駆動されることにより発生した運動が工具端の運動に正確に伝達される。

しかし、案内機構やボールねじなどの周辺の駆動要素に形状の不正確さが存在するため、送り運動にともなう変位や姿勢変化が生じ、運動誤差の原因となる。送り軸の移動方向に生じる工具端位置の誤差はピッチエラーとよばれる。ピッチエラーは、ボールねじのピッチ（ねじ山の間隔）の誤差や、リニアスケールの位置検出誤差に起因する。また、送り軸の移動方向とは異なる方向に生じる誤差は真直度である。真直度は、案内機構の形状精度に起因する真直性の悪さや、ボールねじが回転する際に生じるふれ回りなどが主な原因である。

ピッチエラーや真直度は、幾何学的な形状によってその量が定まる誤差であり、運動の位置に依存する誤差である。

(2) 送り軸の幾何学的構成の不正確さ

2 つまたは 3 つの送り軸を組み合わせて 2 次元または 3 次元の運動を制御する場合、それぞれの送り軸同士の相対的な角度関係が問題となる。一般的に各送り軸は直交するように

配置するが、実際には完全な直角にはならず、その際の誤差を直角度と呼ぶ。直角度は、送り軸を組み立てる際の組み立て誤差などに起因して生じる。2 軸間の直角度は、2 つの軸の移動方向がなす角度の誤差として表現できる。

直角度も幾何学的な関係によって定まる誤差であり、直角度によって工具端位置に生じる誤差の量は、運動の位置に依存する。

(3) 機械の動力学特性による誤差

加工機全体は、加工機本体を構成する機械要素と制御系を含めた 1 つの動的なシステムとしてとらえることができる。そのシステムは、いくつかの固有モードを有し、それぞれのモードにおいて、フィードバック位置と工具端位置でのモード比（振幅と位相）の差が生じる。これにより、工具端位置とフィードバック位置の間の機械要素に変形が生じ、工具端位置がフィードバック位置に対して動的な誤差をもって運動することになる。

動力学特性による誤差の影響としては、送り軸の停止時に工具端位置の過渡的に生じる振動や、円弧運動を行った際に工具端位置がフィードバック位置よりも外側を周回する現象などが挙げられる。

動力学特性による誤差は、システムの固有モードによって定まる誤差であり、軸の運動が停止した場合には時間とともに減衰する。

2.4. 制御による誤差要因の補償手法とその課題

2.4.1. 制御系に起因する誤差要因の補償

制御系の追従遅れの影響を小さくするために、フィードバックおよびフィードフォワードのそれぞれの制御器において可能な限りハイゲイン化が行われる。フィードバック制御では、例えば、位置制御器に 2 次の補償器を用いることで同一ゲインで軌跡誤差を $1/2$ にする手法が提案されている¹³⁾。また、フィードフォワード制御では、逆伝達関数補償¹⁴⁾や ZPETC¹⁵⁾などのように、フィードバック制御系の逆システムを用いた追従性補償が提案されている。これらの補償を行うことにより、閉ループの安定性を損なわない範囲で、また位置制御系の応答が振動的にならない範囲で追従遅れを抑制することが可能となる。しかしながら、2.3.1 節で述べたように、ハイゲイン化には限界がある。

一方、軸間の追従性を一致させるためには、フィードバックおよびフィードフォワードの各制御ゲインを軸間で同じ値に設定することにより、各軸の位置制御応答を一致させることが行われる。ただし、指令位置からフィードバック位置までの応答特性は、位置ルー

プ内に存在する機械要素の特性に影響されるため、制御ゲインを一致させても位置制御系の応答が完全に一致しない場合がある。また、フィードバックゲインについては、閉ループの安定性を損なわない範囲で設定可能な上限の値がそれぞれの軸について存在するが、特定の軸のゲイン上限値が低い場合、他の軸のフィードバックゲインもその低い値に合わせる必要がある。このようにして他の軸に合わせてフィードバックゲインを低く設定すると、その軸の外乱の抑制性能が低下するという問題がある。

2.4.2. 機械系に起因する誤差要因の補償

機械系に起因する誤差が存在する場合、フィードバック位置を指令位置に高い精度で追従させても、工具端位置の運動に誤差が生じる。そこで、フィードバック位置から工具端位置までの運動特性をモデル化して、そのモデルに基づいて指令位置を補正することが広く行われている。

ピッチエラーや真直度、直角度といった幾何学的な誤差については、指令位置ごとの工具端位置の誤差をあらかじめ測定しておいた結果をテーブル化し、そのテーブルを用いて工具端位置誤差の補正量を求め、指令位置に加算することが行われる¹⁶⁾。

このような幾何学的な誤差の補正を行うためには、工具端位置に生じる誤差を取得する必要がある。そのためには工具端位置を計測する必要がある。送り駆動系に取り付けられている位置検出器では工具端位置を計測することができないので、グリッドエンコーダーやダブルボールバー、レーザー測長器といった工具端計測用の機器を用いて工具端の位置を計測することになる。

また、動力学的な誤差については、機械の振動をモデル化して機械振動を抑制するためのフィルタを設計し、そのフィルタに指令位置を入力して得られた出力を補正後の指令位置として用いることが行われる。完全な振動抑制のためには振動のモデル化を厳密に行った上で高次のフィルタを設計して適用する必要があるが、実際には制御器実装の容易化のため、工具端位置の応答に生じる周波数の成分を減衰させるノッチフィルタが用いられることが多い。

機械系に起因する誤差要因の補償においては、工具端位置の計測とその計測結果に基づいた誤差モデルの構築が NC による送り駆動系の制御とは無関係に行われているため、例えば工具端位置の計測は所定の位置に位置決め停止した状態で行われる。したがって、運動中の工具端誤差の評価とその補償が十分でないといった課題がある。

2.4.3. 誤差要因と補償方法のまとめ

高精度加工機に存在する誤差要因と、それぞれの誤差要因に対する運動誤差補償の対策方法をまとめて表 2-1 に示す。誤差要因は大きくわけて制御系に起因するものと機械系に起因するものとに分けられ、また誤差要因となる構成要素である送り駆動系が単一であるか複数であるかによってさらに分類される。ただし、機械振動に代表される動力学的な誤差は、加工機全体の振動モードが関係するため、別に分類した。

表 2-1 高精度加工機に存在する誤差要因とその対策方法

制御/機械	構成要素	誤差要因	制御系の対策
制御系に起因	単一の送り駆動系	追従遅れ	フィードバック制御および フィードフォワード制御を ハイゲイン化
	複数の送り駆動系	軸間の追従性 相違	各軸のゲインを同一に設定
機械系に起因	単一の送り駆動系	ピッチエラー 真直度 (幾何学的)	工具端位置誤差をテーブル化 して補正
	複数の送り駆動系	直角度 (幾何学的)	工具端位置誤差をテーブル化 して補正
	加工機全体	機械振動 (動力学的)	指令位置に制振フィルタを作 用させて振動を抑制

2.5. 結論

本章では、高精度加工機の送り駆動系の構成ならびに誤差要因を示し、各種の誤差要因に対して運動誤差を抑制するための制御手法について述べた。本章の結論を以下にまとめる。

- (1) 送り駆動系は制御系と機械系から構成され、それぞれに誤差要因が存在する.
- (2) 制御系に起因する誤差要因は、追従遅れと軸間の追従性相違である. フィードバック制御およびフィードフォワード制御のハイゲイン化により追従遅れの影響を小さくすることができるが、限界がある.
- (3) 機械系に起因する誤差要因のうち代表的なものには、真直度や直角度などの幾何学的誤差と、機械振動などの動力学的な誤差がある. 機械系に起因する誤差の抑制のためには、工具端運動のモデル化とモデルに基づく指令位置の補正が必要である.

第3章 規範モデルを用いた2自由度制御

3.1. 緒論

切削加工の分野では、リードタイムの短縮や加工形状の微細化・複雑化が年を追うごとにすすみ、加工を短時間で高精度に行うことが常に要求されている。そのため、NC 工作機械のサーボ系には、高速・高加速度の条件の下でも機械が指令した軌跡に誤差なく追従することが求められている。そのような要求にこたえるために、第2章で述べたようなハイゲインフィードバック制御やフィードフォワード制御を用いて、サーボ系の高応答化が図られてきた。しかしながら、単に応答性を上げて高速・高加速度条件で駆動すると、機械振動が励起されて工具軌跡が振動的となり、軌跡精度が低下するという問題があった。検出器からフィードバックされる位置が指令した位置に追従するようにしても、検出器から機械先端までの間の比較的低い周波数の振動モードが原因で、機械先端の動きである軌跡の指令からの誤差が大きくなってしまう。機械の軽量化がすすむ中、機械剛性を上げられないこともあり、機械振動を励起せずに高い応答を実現する制御方式の適用が必要となる。

振動を抑制するための制御方式に関する研究はこれまでも多くなされてきているが、PTP 制御に関するものが多く、軌跡制御に関するものは少ない¹⁹⁾²⁰⁾。また、フィードバック制御ループの内部で外乱トルクオブザーバ等を用いる方法²¹⁾も多いが、安定性が失われる可能性があり、NC 工作機械のような産業用途には適用しにくい。工作機械のサーボ制御の分野では、実装の容易さや調整の簡便さの観点から、位置指令に機械振動の周波数成分を減衰させるフィルタ（ノッチフィルタ）を挿入することにより振動抑制を行っていることが多い。しかしながら、この方式では軌跡の追従誤差が大きくなってしまう。金型などの加工においては、同じ形状を往復させた場合の往復の軌跡に誤差（非対称誤差）があると、往復加工した場合の加工面に段差が生じるため、非対称誤差を小さくすることが求められる。しかしながら、従来の工作機械のサーボ制御方式では、軌跡の非対称誤差を小さくするための考慮がなされておらず、加工精度を低下させている。

これらの問題点を解決するため、規範モデルを用いた2自由度制御方式を提案する。機械の振動特性を補償する機械特性補償部を付加することにより、振動を励起させずに工具端の位置を規範モデルの出力に完全に追従させ、応答性を向上させる。また、規範モデルを軌跡の対称性を考慮して設計することにより、軌跡誤差を小さく抑えることが可能となる。

本章の構成は以下のとおりである．3.2 節で要求される制御特性について述べ、軌跡精度を表す指標として用いる軌跡誤差とその解析解を導出する．次に、3.3 節で、今回提案する方式と、従来の制振方式である指令ノッチフィルタ方式との間で軌跡精度の比較を行う．さらに、3.5 節で提案する方式の有効性を実験により検証する．最後に、3.6 節で本章の結論を述べる．

3.2. 軌跡誤差の定式化

3.2.1. 要求される制御特性とその評価のための軌跡誤差パラメータ

工作機械の精密送り制御系における制御特性を評価するために、軌跡誤差を用いる．軌跡誤差は、軌跡制御を行った結果得られる実際の工具軌跡に生じる空間的な誤差を定量化したものであり、その定量化には、着目する制御特性に応じた手法を用いる．工作機械の精密送り制御系に要求される制御特性の主要なものとして、指令に対する追従性と、軌跡の対称性がある．以下では、それぞれの制御特性に対応した軌跡誤差の定量化手法および軌跡誤差パラメータの定義について述べる．

(1) 指令に対する追従性

加工物の寸法精度向上のためには、指令軌跡に対する実際の工具軌跡の追従性が高いことが求められる．この追従性の高さは、実際の工具軌跡と指令軌跡との間の差異である軌跡追従誤差を用いて定量化できる．指令軌跡としては様々な形状の軌跡があるが、基本的な指令軌跡として、円弧軌跡とコーナー軌跡に分類できる．それぞれの軌跡が指令として与えられた場合の軌跡追従誤差を、以下で定義する．

まず、円弧軌跡を指令軌跡として与えた場合の軌跡追従誤差について述べる．円弧軌跡を指令した場合、各軸のサーボ系の応答の遅れに起因して、実際の工具軌跡は指令した軌跡よりも内側を通り、その半径は指令した半径よりも小さくなる．このときの半径の減少量を円弧内回り量と定義し Δ_r で表す．円弧内回り量が小さいほど円弧軌跡指令に対する追従性が高い．円弧内回り量 Δ_r の定義を図 3-1 に示す．細い実線が指令軌跡、太い実線が実際の工具軌跡であり、指令半径 r に対する実際の工具軌跡の半径の減少量が円弧内回り量 Δ_r となる．

次に、コーナー軌跡を指令軌跡として与えた場合について述べる．コーナー軌跡を指令した場合、各軸のサーボ系の応答の遅れに起因して、実際の工具軌跡は指令したコーナーの頂点に到達せずにコーナーを通過して、軌跡の角が鈍る．このときのコーナーの角の二

等分線と軌跡との交点と，指令コーナー頂点との距離をコーナー鈍り量と定義し Δ_e で表す．コーナー鈍り量が小さいほどコーナー軌跡指令に対する追従性が高い．コーナー鈍り量の定義を図 3-2 に示す．細い実線が指令軌跡，太い実線が実際の工具軌跡であり，座標系原点がコーナー頂点と一致し，Y 軸が指令コーナーの対称軸と一致するように X 軸と Y 軸を設定している．このとき，実際の工具軌跡と Y 軸との交点の原点との距離 Δ_r がコーナー鈍り量 Δ_e となる．

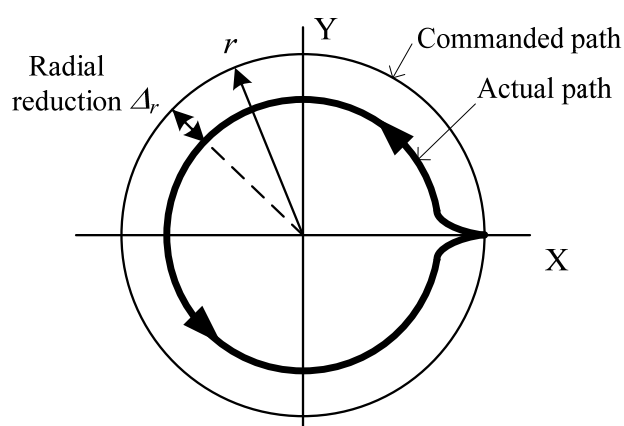


図 3-1 円弧内回り量の定義

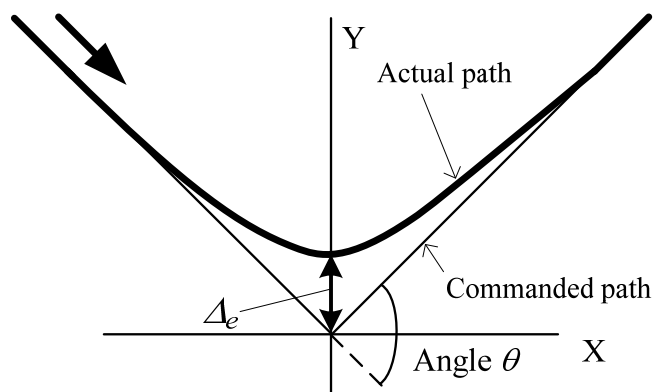


図 3-2 コーナー鈍り量の定義

(2) 軌跡の対称性

金型加工においては、走査線状に工具を往復移動させて三次元形状を加工することが行われる。各走査線は線分の集合で表現され、隣り合う線分はコーナー形状を形成する。コーナー形状指令時の実際の工具軌跡がコーナーの対称軸に関して対称でない場合、同じ形状を往復させた場合には往復の軌跡間に誤差が生じるため、加工面の面精度が劣化する。したがって、このような往復加工時の面精度を向上させるために、軌跡の対称性を高くする必要がある。軌跡の対称性を定量化するために、指令形状の対称軸に平行な方向の誤差の最大値を非対称誤差と定義し Δ_a で表す。コーナー非対称誤差が小さいほど対称性が高い。コーナー非対称誤差の定義を図 3-3 に示す。細い実線が指令軌跡、太い実線が往路の実際の工具軌跡、太い破線が復路の実際の工具軌跡であり、座標軸の設定は図 3-2 と同様である。このとき、往路と復路の実際の工具軌跡の Y 軸方向の差の最大値がコーナー非対称誤差 Δ_a となる。

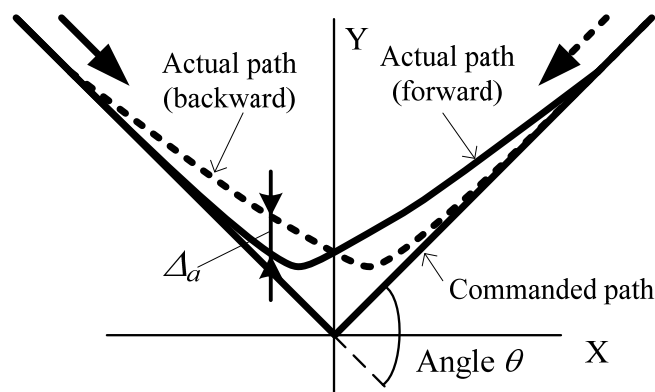


図 3-3 非対称誤差の定義

3.2.2. 軌跡誤差パラメータの計算式

軌跡誤差パラメータの、サーボ制御系の伝達関数を用いた計算式を導出する。各軸のサーボ制御系の指令位置から工具位置までの伝達関数は等しいと仮定し、その伝達関数を $G(s)$ とおく。送り速度 v 、指令半径 r の円弧軌跡が指令として与えられた場合、移動開始直後および移動終了直前の過渡的な部分を除くと、サーボ制御系には単一周波数の正弦波指令が入力として与えられている状態となり、その正弦波指令の周波数は指令円弧の角周波数 v/r と等しく、半径は指令半径 r と等しい。したがって、実際の工具軌跡の半径の指令半径に対する倍率は、指令円弧の角周波数におけるサーボ制御系の周波数伝達関数のゲインと一致

する．よって，指令半径と実際の工具軌跡の半径との差である円弧内回り量は次式で表される．

$$\Delta_r = \left(1 - \left|G\left(j\frac{v}{r}\right)\right|\right)r \quad (3-1)$$

次に，コーナー軌跡指令時の軌跡誤差パラメータを求めるために，サーボ制御系の伝達関数と軌跡の形状との関係式を導出する．サーボ制御系の応答性を評価する指標として，定速度入力に加えられた場合の定常状態での応答遅れ時間 t_d を導入する．応答遅れ時間は次式で表される．

$$t_d = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1 - G(s)}{s} \quad (3-2)$$

図 3-2 に示すような角度 θ のコーナーを通過するときの軌跡を求める．指令位置がコーナーの頂点に到達する時刻を時刻 $t=0$ とし，コーナー指令の送り速度（経路に沿った合成送り速度）を v とすると，指令軌跡の時刻 t における x 座標 $c_x(t)$ ， y 座標 $c_y(t)$ は次の各式で表される．

$$c_x(t) = \left(v \cos \frac{\theta}{2}\right)t \quad (3-3)$$

$$c_y(t) = \left(v \sin \frac{\theta}{2}\right)|t| \quad (3-4)$$

このとき，時刻 t における各軸の実際の応答軌跡の x 座標 $p_x(t)$ ， y 座標 $p_y(t)$ は次の各式で表される．

$$p_x(t) = \left(v \cos \frac{\theta}{2}\right)(t - t_d) \quad (3-5)$$

$$p_y(t) = \begin{cases} \left(v \sin \frac{\theta}{2}\right)(t - t_d) & (t < 0) \\ \left(v \sin \frac{\theta}{2}\right)\left(2\mathcal{L}^{-1}\left[\frac{G(s)}{s^2}\right] - t + t_d\right) & (t \geq 0) \end{cases} \quad (3-6)$$

ただし， $\mathcal{L}^{-1}[H(s)]$ は $H(s)$ の逆ラプラス変換を表す．このとき，コーナー鈍り量は次式で表される．

$$\Delta_e = p_y(t_d) \quad (3-7)$$

また，時刻 t における往路と復路の軌跡の y 軸方向の差 $e_y(t)$ は次式で表される．

$$e_y(t) = |p_y(t) - p_y(2t_d - t)| \quad (3-8)$$

よって，コーナー非対称誤差は次式で表される．

$$\Delta_a = \max[e_y(t)] \quad (3-9)$$

3.3. 制御系設計

3.3.1. 制御対象のモデル化

制御系の設計を行うために、制御対象のモデル化を行う。一般に工作機械には多数の振動モードが存在するが、軌跡の振動に最も大きく影響を及ぼすのは最も振幅の大きい低周波の固有振動モードである。そこで、低周波の固有振動モードの振動を抑制し、それより高い周波数の振動は、制御系全体に高域遮断特性を与えることで抑制する。振動抑制の対象とする低周波の固有振動モードは、2 慣性系モデルで表現する。このモデルは、図 3-4 に示すように、2つの剛体がバネ要素とダンパ要素で結合されているモデルである。モータによって駆動される側の剛体に位置検出器が取り付けられており、この位置を検出器端位置と呼ぶこととする。また、もう一方の剛体の位置が工具の位置に相当し、この位置を工具端位置と呼ぶこととする。モータトルクからフィードバック位置（検出器端位置）までの伝達関数は次式で表される。

$$G_{rd}(s) = \frac{1}{Js^2} \frac{1 + 2\frac{\zeta_a}{\omega_a}s + \frac{1}{\omega_a^2}s^2}{1 + 2\frac{\zeta_r}{\omega_r}s + \frac{1}{\omega_r^2}s^2} \quad (3-10)$$

また、フィードバック位置（検出器端位置）から工具端位置までの伝達関数は次式で表される。

$$G_d(s) = \frac{1 + 2\frac{\zeta_a}{\omega_a}s}{1 + 2\frac{\zeta_a}{\omega_a}s + \frac{1}{\omega_a^2}s^2} \quad (3-11)$$

ただし、 ω_r は共振周波数、 ω_a は反共振周波数、 ζ_r は共振減衰比、 ζ_a は反共振減衰比、 J は総イナーシャであり、剛性 K_f 、粘性摩擦係数 C_f 、モータ側イナーシャ J_1 、負荷側イナーシャ J_2 であり、それぞれ次の各式により求められる。

$$\omega_r = \sqrt{K_f \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)} \quad (3-12)$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{K_f}{J_2}} \quad (3-13)$$

$$\zeta_r = \frac{C_f}{2\omega_a} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) \quad (3-14)$$

$$\zeta_a = \frac{C_f}{2\omega_a} \frac{1}{J_2} \quad (3-15)$$

$$J = J_1 + J_2 \quad (3-16)$$

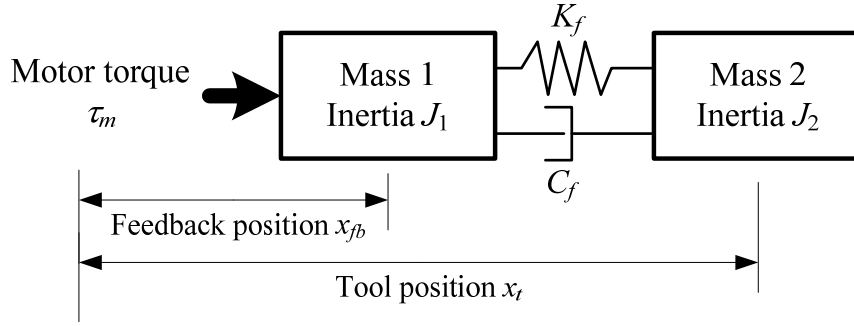


図 3-4 2 慣性系でモデル化した機械系

3.3.2. 従来の制御系設計

図 3-5 に工作機械の従来のサーボ制御系を示す．この図において， x_{ref} は指令位置， x_{fb} はフィードバック位置， x_t は工具端位置， τ_{dis} は外乱トルク， $C_v(s)$ は速度制御器， $C_p(s)$ は位置制御器であり， $G_n(s)$ はノッチフィルタ， α および β は速度およびトルクのフィードフォワード係数である．この制御系では，フィードフォワード制御によって応答性を高めるとともに，ノッチフィルタによって工具端位置の振動を抑制している．

ノッチフィルタはさまざまな設計方法があるが，広く一般に用いられているのは **bi-quad filter** である¹⁷⁾¹⁸⁾．このフィルタは，ノッチ周波数を ω_n ，ノッチ減衰比を ζ_n として，次式で表される．

$$G_n(s) = \frac{1 + 2\frac{\zeta_n}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2}{1 + \frac{2}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \quad (3-17)$$

工作機械の送り駆動系においてフィードバック制御を行う場合，位置制御には比例制御器が，速度制御には比例積分制御器が用いられる．位置ループゲインを K_p とおくと，位置制御器の伝達関数 $C_p(s)$ は次式で表される．

$$C_p(s) = K_p \quad (3-18)$$

また，速度比例ゲインを K_{vp} ，速度積分ゲインを K_{vi} とおくと，速度制御器の伝達関数 $C_v(s)$ は次式で表される．

$$C_p(s) = K_{vp} \left(1 + \frac{K_{vi}}{s} \right) \quad (3-19)$$

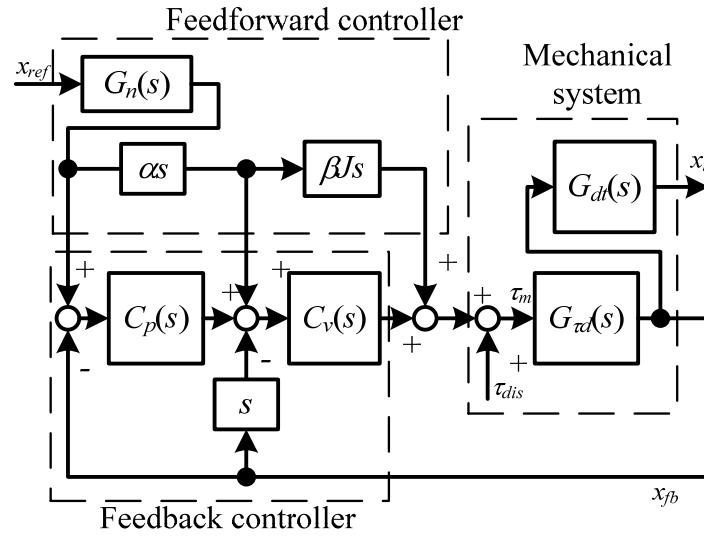


図 3-5 従来の制御系のブロック図

3.3.3. 従来の制御系における軌跡誤差

図 3-5 において位置指令から工具端位置までの伝達関数は次式の形で表される．

$$G(s) = \frac{1 + 2\frac{\zeta_n}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2}{1 + \frac{2}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \frac{G_{ff}(s)}{G_{fb}(s)} \frac{1 + 2\frac{\zeta_a}{\omega_a}s}{1 + \frac{2\zeta_v}{\omega_v}s + \frac{1}{\omega_v^2}s^2} \quad (3-20)$$

ここに， ω_v は閉ループ系の共振周波数， ζ_v は閉ループ系の減衰比であり， $G_{fb}(s)$ および $G_{ff}(s)$ は位置制御器・速度制御器・機械系のパラメータとフィードフォワード係数から決まる多項式である．フィードフォワード制御器のノッチ周波数および減衰比が閉ループ系の共振周波数および減衰比とそれぞれ等しく設定されていると仮定し，低周波数帯域のみに着目して近似的な伝達関数を求めると，次式のようなになる．

$$G_{approx}(s) = \frac{1}{1 + \frac{2}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \quad (3-21)$$

以下，式(3-21)を用いて，軌跡誤差量を解析的に求める．まず，応答遅れ時間は，式(3-2)の $G(s)$ に式(3-21)の右辺を代入することにより求められる．その結果得られる応答遅れ時間 t_d は，次式で表される．

$$t_d = \frac{2}{\omega_n} \quad (3-22)$$

次に、円弧内回り量は、式(3-1)の $G(s)$ に式(3-21)の右辺を代入することにより求められる。その結果得られる円弧内回り量 Δ_r は、次式で表される。

$$\Delta_r = \left(1 - \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{2}{\omega_n^2} \left(\frac{v}{r} \right)^2 + \frac{1}{\omega_n^4} \left(\frac{v}{r} \right)^4}} \right) r \quad (3-23)$$

Δ_r は、円弧指令の角周波数 v/r が ω_n よりも十分小さい領域では、次式のように近似できる。

$$\begin{aligned} \Delta_r &= \frac{1}{\omega_n^2} \frac{v^2}{r} \\ &= \frac{1}{4} t_d^2 \frac{v^2}{r} \end{aligned} \quad (3-24)$$

さらに、コーナー鈍り量は、式(3-7)の $G(s)$ に式(3-21)の右辺を代入することにより求められ、次式で表される。

$$\begin{aligned} \Delta_e &= \frac{8e^{-2}}{\omega_n} \left(v \sin \frac{\theta}{2} \right) \\ &= 0.54 t_d \left(v \sin \frac{\theta}{2} \right) \end{aligned} \quad (3-25)$$

そして、非対称誤差は、式(3-9)の $G(s)$ に式(3-21)の右辺を代入することにより求められ、次式で表される。

$$\begin{aligned} \Delta_a &= \frac{0.309}{\omega_n} \left(v \sin \frac{\theta}{2} \right) \\ &= 0.155 t_d \left(v \sin \frac{\theta}{2} \right) \end{aligned} \quad (3-26)$$

3.3.4. 提案する制御系設計

従来の制御系では、制御系全体の応答特性がノッチ周波数で決まる。機械系に低周波数の共振がある場合に、ノッチ周波数をこの周波数に合わせて振動を抑制しようとすると、応答性が低くなり、軌跡の非対称誤差も大きくなる。そこで、規範モデルを利用した 2 自由度制御²²⁾²³⁾を用い、フィードバック系とフィードフォワード系を完全に分離して設計できるようにする。さらに機械系の振動特性に応じたフィードフォワード補償を行うことにより、振動抑制と高応答性を両立させ、さらに非対称誤差も抑制する。

提案する制御系を図 3-6 に示す。この図において、 $G_r(s)$ は規範モデル、 $G_{c1}(s)$ は位置フィードフォワード補償、 $G_{c2}(s)$ は速度フィードフォワード補償、 $G_{c3}(s)$ はトルクフィードフォワード補償を表す。フィードバック部については従来の制御系と同じ構成である。

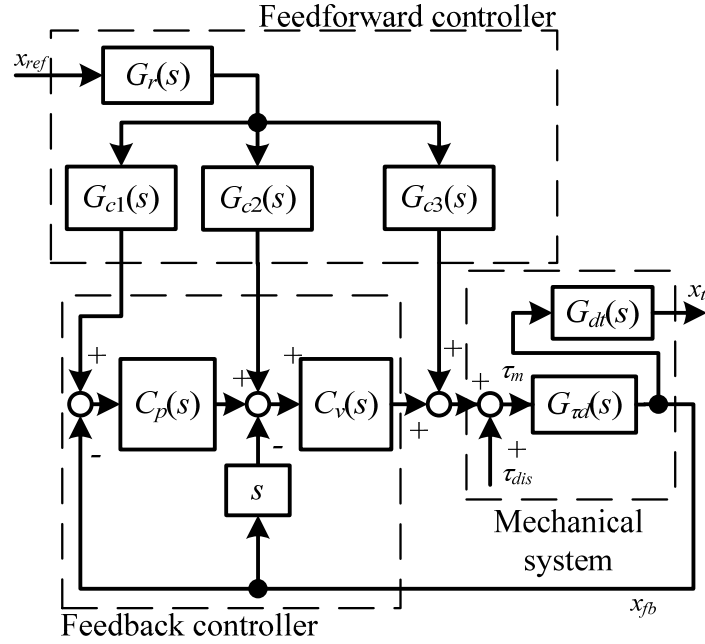


図 3-6 提案する制御系のブロック図

位置，速度，トルクのフィードフォワード補償部は，制御対象である機械系の特性から決定される．モータトルクからフィードバック位置までの伝達関数のモデルを $G_{\tau dm}(s)$ ，フィードバック位置から工具端位置までの伝達関数のモデルを $G_{dtm}(s)$ とするとき，各補償部を次の各式のように設計する．

$$G_{c1}(s) = G_{dtm}^{-1}(s) \quad (3-27)$$

$$G_{c2}(s) = sG_{dtm}^{-1}(s) \quad (3-28)$$

$$G_{c3}(s) = G_{\tau dm}^{-1}(s)G_{dtm}^{-1}(s) \quad (3-29)$$

このように設計すると， $G_{\tau dm}(s) = G_{\tau d}(s)$ ， $G_{dtm}(s) = G_{dt}(s)$ ， $\tau_{dis} = 0$ と仮定した場合，位置指令から負荷位置までの伝達関数 $G(s)$ は次式で表される．

$$G(s) = G_r(s) \quad (3-30)$$

すなわち，フィードバック系の制御器の設定に無関係に規範モデルの特性によってのみ負荷位置の応答特性を設定することが可能となる．

次に，規範モデル部の設計を行う．規範モデル部に要求される特性は以下の通りである．

- (a) 対称性の高い工具軌跡を得るために，インパルス応答が対称な形に近いこと
- (b) 指令に含まれるノイズ成分や高次共振成分をとりのぞくために，高域遮断特性を有すること

対称な形の応答を得るためには，サーボ制御系伝達関数の通過帯域の位相特性が線形である必要がある．そのような特性をもつフィルタとして，ベッセルフィルタが知られている

24)25). そこで、規範モデルの特性をベッセルフィルタの極配置をもつローパスフィルタとする。フィルタの次数を高くするほど、対称性も高域遮断特性も向上するが、制御器への実装がむずかしくなる。

一方、機械系のモデルを 2 慣性系とした場合、トルクフィードフォワード補償の分子が 4 次となるため、トルク指令がなめらかに変化するためには 5 次以上とする必要がある。

3.3.5. 提案する制御系の解析

規範モデルを 5 次のベッセルローパスフィルタとした場合の提案する軌跡制御系の性能を解析する。規範モデルの伝達関数は次式で表される。

$$G_r(s) = \frac{1}{1 + \frac{s}{K_r} + \frac{4}{9} \frac{s^2}{K_r^2} + \frac{1}{9} \frac{s^3}{K_r^3} + \frac{1}{63} \frac{s^4}{K_r^4} + \frac{1}{945} \frac{s^5}{K_r^5}} \quad (3-31)$$

ここで、 K_r は規範モデルゲインである。

以下、軌跡誤差量を解析的に求める。まず、応答遅れ時間は、式(3-2)の $G(s)$ に式(3-31)の右辺を代入することにより求められる。その結果得られる応答遅れ時間 t_d は、次式で表される。

$$t_d = \frac{1}{K_r} \quad (3-32)$$

次に、円弧内回り量は、式(3-1)の $G(s)$ に式(3-31)の右辺を代入することにより求められる。その結果得られる円弧内回り量 Δ_r は、次式で表される。

$$\Delta_r = \left(1 - \sqrt{\frac{1}{P\left(\frac{1}{K_r} \frac{v}{r}\right)}} \right) r \quad (3-33)$$

ただし、

$$P(\omega) = 1 + \frac{\omega^2}{9} + \frac{\omega^4}{567} + \frac{\omega^6}{2835} + \frac{\omega^8}{59535} + \frac{\omega^{10}}{893025} \quad (3-34)$$

である。 Δ_r は、円弧指令の角周波数 v/r が K_r よりも十分小さい領域では、次式のように近似できる。

$$\begin{aligned} \Delta_r &= \frac{1}{18K_r^2} \frac{v^2}{r} \\ &= \frac{1}{18} t_d^2 \frac{v^2}{r} \end{aligned} \quad (3-35)$$

さらに、コーナー鈍り量は、式(3-7)の $G(s)$ に式(3-31)の右辺を代入することにより求められ、次式で表される。

$$\begin{aligned}\Delta_e &= \frac{0.276655}{K_r} \left(v \sin \frac{\theta}{2} \right) \\ &= 0.276655 t_d \left(v \sin \frac{\theta}{2} \right)\end{aligned}\tag{3-36}$$

そして、非対称誤差は、式(3-9)の $G(s)$ に式(3-31)の右边を代入することにより求められ、次式で表される。

$$\begin{aligned}\Delta_a &= \frac{0.00884626}{K_r} \left(v \sin \frac{\theta}{2} \right) \\ &= 0.00884626 t_d \left(v \sin \frac{\theta}{2} \right)\end{aligned}\tag{3-37}$$

3.4. 従来の制御系と提案する制御系の制御性能比較

3.4.1. 解析解の比較

従来の制御系と提案する制御系の軌跡制御性能を比較する。各評価パラメータの比較を表 3-1 に示す。制御系の応答の指標である応答遅れ時間が同一であり、また指令形状のパラメータ（円弧軌跡の場合は指令半径と送り速度、コーナー軌跡の場合はコーナー角度と送り速度）が同一である場合には、提案する制御系の場合の円弧内回り量 Δ_r は従来の制御系の場合の 0.22 倍になる。同様に、コーナー鈍り量 Δ_e は 0.51 倍に、非対称誤差 Δ_a は 0.06 倍になる。これらの評価パラメータは、小さいほど性能がよいことを示すため、提案する制御系は従来の制御系に比べて軌跡制御性能が高いといえる。

また、従来の制御系、提案する制御系のそれぞれについて、式(3-5)および式(3-6)を用いて解析によって求めたコーナー通過時の軌跡を図 3-7、図 3-8 にそれぞれ示す。それぞれの図において、破線は指令軌跡、実線は応答軌跡であり、x 座標は $t_d v \cos(\theta)$ で、y 座標は $t_d v \sin(\theta)$ でそれぞれ除して正規化した値をプロットしている。従来の制御系にくらべ、提案した制御系の方が追従性・非対称性ともに優れていることがわかる。

表 3-1 各評価パラメータの比較

	conventional (A)	proposed (B)	ratio (B/A)
Δ_r	$0.25 t_d^2 v^2 / r$	$0.056 t_d^2 v^2 / r$	0.22
Δ_e	$0.54 t_d v \sin(\theta / 2)$	$0.28 t_d v \sin(\theta / 2)$	0.51
Δ_a	$0.15 t_d v \sin(\theta / 2)$	$0.0088 t_d v \sin(\theta / 2)$	0.06

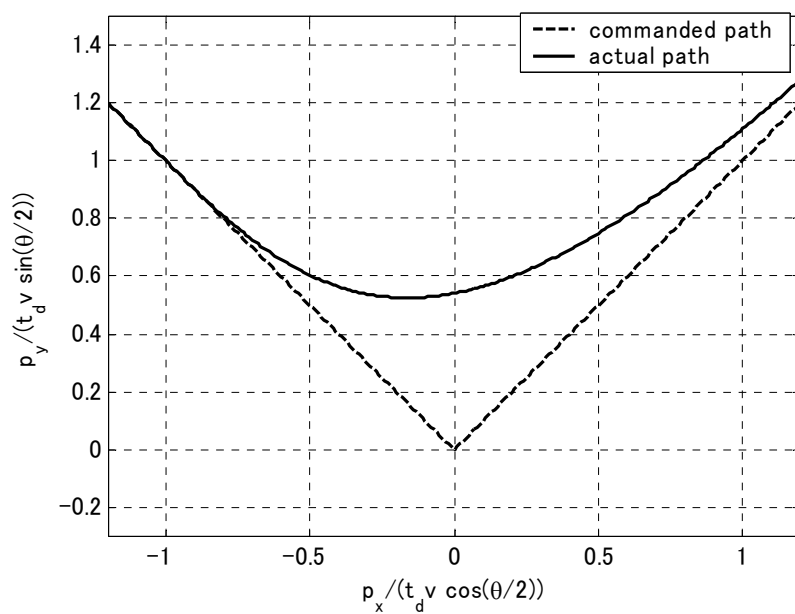


図 3-7 コーナー軌跡の解析解（従来の制御系の場合）

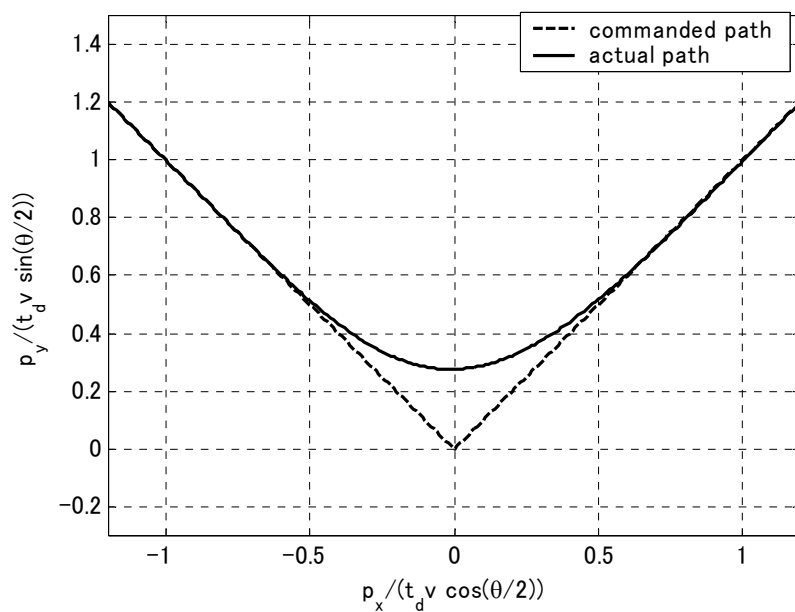


図 3-8 コーナー軌跡の解析解（提案する制御系の場合）

3.4.2. 数値シミュレーションによる比較

数値シミュレーションにより，従来の制御系と提案する制御系の制御性能の比較を行った．

制御系設計時の機械系のモデルは 2 慣性系としたが，シミュレーションに用いる機械系のモデルは 2 つの振動モードをもつ 3 慣性系とし，モデル化誤差の影響を評価することとした．シミュレーションに用いた機械系モデルのパラメータを表 3-2 に示す．また，機械系のボード線図を図 3-9 に示す．図 3-9 において，実線はモータトルクからフィードバック位置までの応答を示し，破線はモータトルクから負荷位置までの応答を示す．

表 3-2 数値シミュレーションにおける機械系のパラメータ

	1st mode	2nd mode
resonant frequency	200rad/s	400rad/s
anti resonant frequency	150rad/s	300rad/s
damping ratio	0.15	0.05

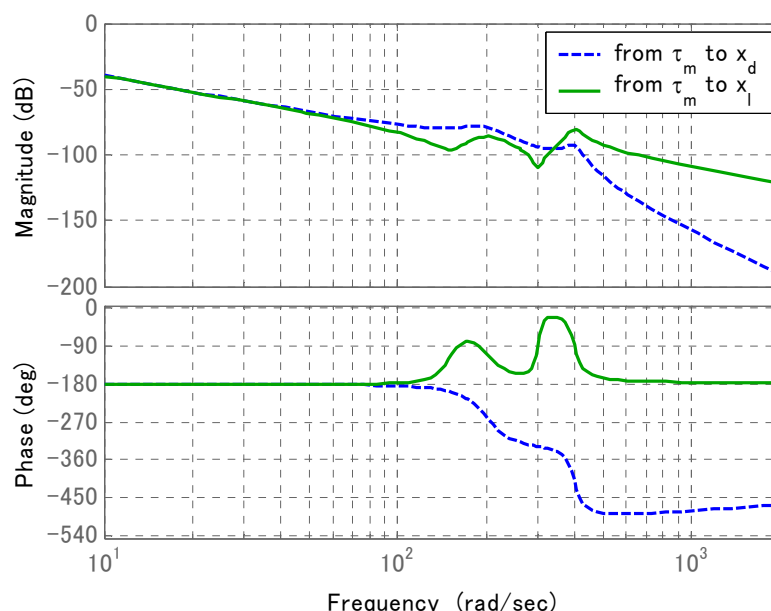


図 3-9 数値シミュレーションにおける機械系のボード線図

シミュレーションに用いた指令軌跡は、送り速度 300mm/min(5mm/s)、角度 90° のコーナー形状とした。従来の制御系では、ノッチフィルタの周波数および減衰比は機械系の低い方の振動モードによる閉ループ系の共振周波数と減衰比とし、フィードフォワード率 α および β を 0.7 から 1.05 まで変化させた場合についてシミュレーションを行った。ただし、 $\alpha = \beta$ とした。また、提案する制御系では、位置・速度・トルクのフィードフォワード補償部のパラメータは機械系の低い方の共振周波数・反共振周波数・減衰比から決定し、規範モデルのゲインを 30rad/s から 55rad/s まで変化させた場合についてシミュレーションを行った。

3.4.1 節で行った解析解の比較では、制御対象は制御系設計において想定している 2 慣性系と同一であるものとして解析を行っていたため、制御対象の振動特性によって生じる振動は、制御系のフィードフォワード補償器によって完全に補償されていた。一方、本節で行う数値シミュレーションのように制御対象が制御系において想定している 2 慣性系と異なっている場合、コーナー通過後の軌跡は制御対象の振動特性によって生じる振動の影響を受けて軌跡誤差が生じる。そこで、シミュレーションによって得られたコーナー軌跡の応答について、コーナー通過後の軌跡に現れる振動の振幅（指令軌跡の進行方向に垂直な方向の振幅）を求め、制御方式の違いや制御パラメータの変化の影響ならびに他の評価パラメータとの関係の分析を行った。

従来の制御系と提案する制御系それぞれについてコーナー通過後の軌跡の振動振幅とコーナー鈍り量の関係を図 3-10 に示す。両方の制御系とも、コーナー鈍り量を小さくしようとするとコーナー通過後の軌跡の振動振幅が大きくなるが、軌跡の振動振幅が同じ条件で比較した場合、提案する制御系では従来の制御系にくらべコーナー鈍り量を約 1/2 に抑えられることがわかる。また、コーナー通過後の軌跡の振動振幅とコーナー非対称誤差の関係を図 3-11 に示す。従来の制御系では振動抑制効果が高い設定にするほど非対称誤差が大きくなるが、提案する制御系では振動抑制効果を高くするほど軌跡の非対称誤差も小さくできることがわかる。さらに、コーナー通過後の軌跡の振動振幅が 1.5 μm の場合の従来の制御系の場合の軌跡の形状を図 3-12 に、提案する制御系の場合の軌跡の形状を図 3-13 にそれぞれ示す。コーナーの追従誤差は、従来の制御系では 38 μm であるのに対し、提案する制御系では 19 μm と 1/2 に改善されている。また、軌跡の対称性も提案する制御系の方が高く、非対称誤差は従来の制御系では約 20 μm であるのに対し、提案する制御系では 2 μm と 1/10 に改善されていることがわかる。

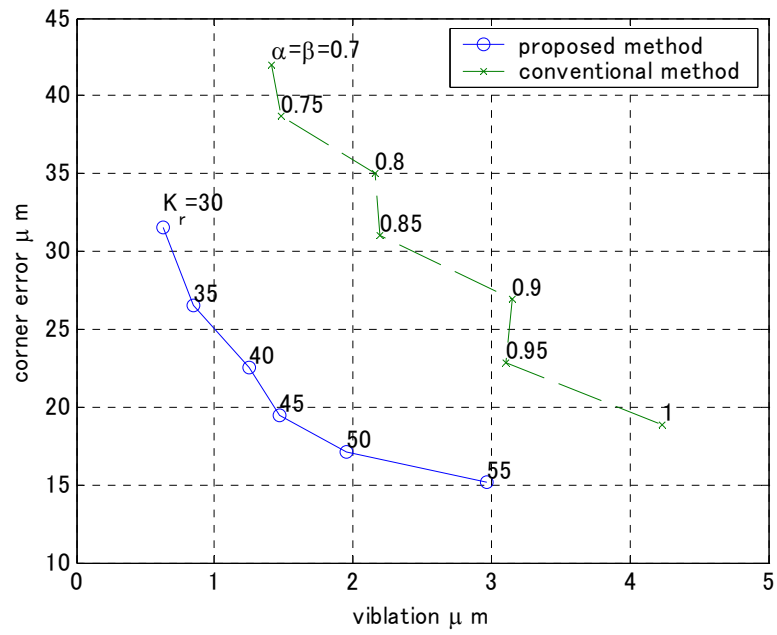


図 3-10 コーナー鈍り量と軌跡振動振幅の関係

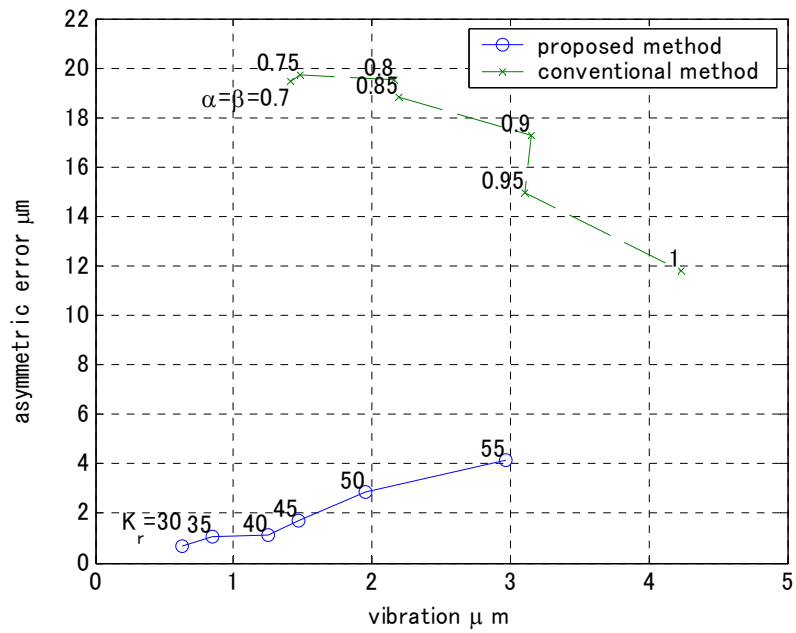


図 3-11 非対称誤差と軌跡振動振幅の関係

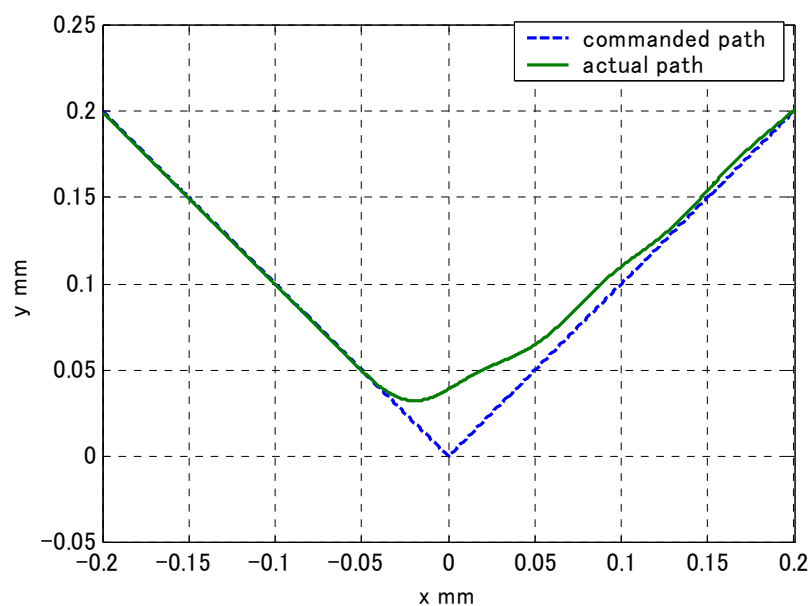


図 3-12 コーナー軌跡のシミュレーション結果（従来の制御系の場合）

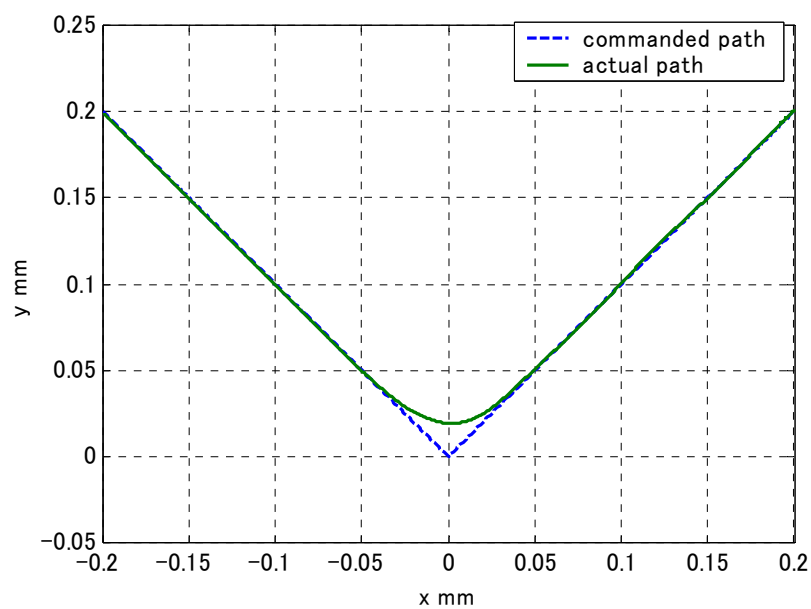


図 3-13 コーナー軌跡のシミュレーション結果（提案する制御系の場合）

3.5. 軌跡制御性能の検証実験

3.5.1. 実験装置と実験条件

提案する制御系の軌跡制御性能を検証するため、XY テーブルを用いた軌跡測定実験を行った。実験装置は Y 軸方向に駆動するスライダの上に X 軸方向に駆動するテーブルを搭載した XY テーブルを用いる。実験に用いた XY テーブルの概略図を図 3-14 に示す。

X 軸および Y 軸のサーボ制御部の制御系に従来の制御系を用いた場合と提案する制御系を用いた場合との比較を行った。実験装置の Y 軸方向の機械剛性は十分高く設計し、X 軸方向の機械剛性は、共振周波数 58Hz、反共振周波数 49Hz、減衰比 0.15 の振動特性を有するものとした。実験装置の X 軸方向のゲイン線図を図 3-15 に示す。図 3-15 において、実線は加振試験により得られたゲイン曲線の実測値を示し、破線は制御系設計に用いた 2 慣性系モデルのゲイン曲線を示す。また、工具端位置の軌跡の測定は、2 次元の交差格子スケール（ハイデンハイン社製 KGM181）を用いた。指令形状は 90° のコーナー形状を往復させたものを用い、送り速度は 500mm/min とした。また、位置ループゲイン K_p は 60rad/s、提案する制御系における規範モデルゲイン K_r は 150rad/s とした。

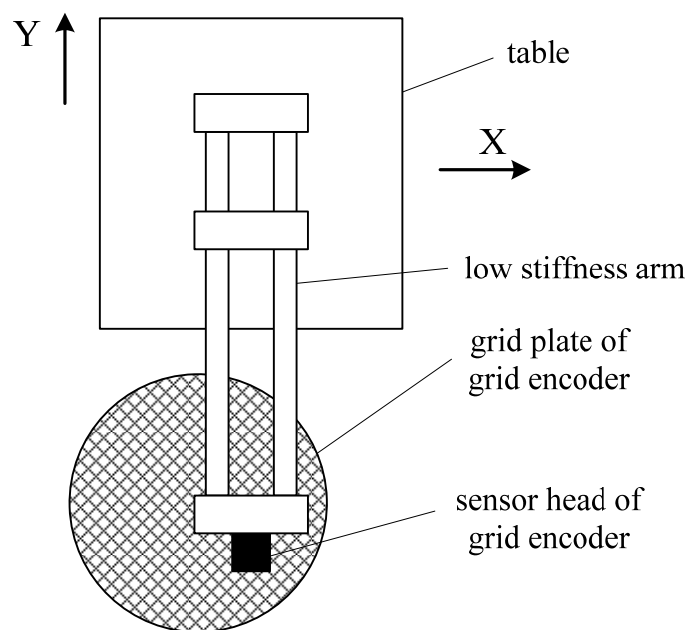


図 3-14 実験装置の概略図

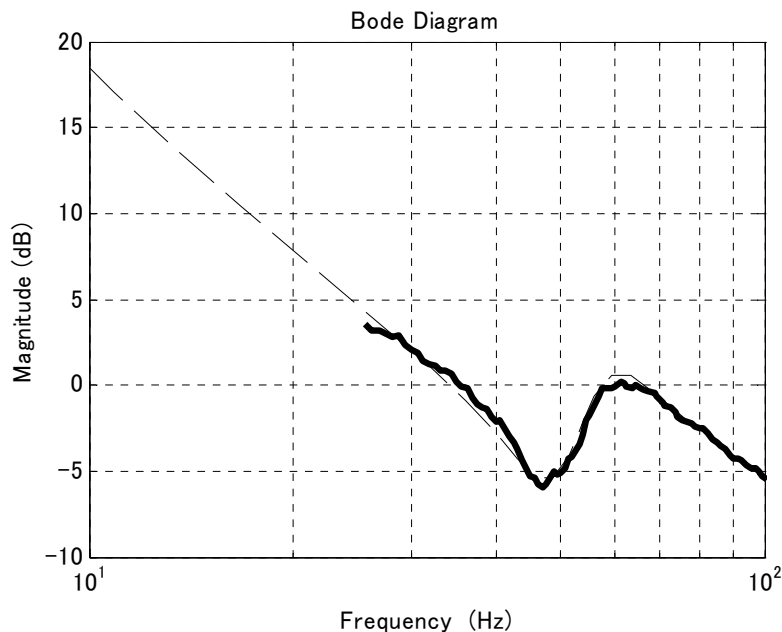


図 3-15 実験装置のゲイン線図（モータトルクからフィードバック位置まで）

3.5.2. 実験結果

従来の制御系で、ノッチフィルタを用いなかった場合の軌跡測定結果を図 3-16 に、ノッチフィルタを用いた場合の結果を図 3-17 に示す。また、提案する制御系を用いた場合の軌跡測定結果を図 3-18 に示す。各図においては、破線が指令経路、黒い実線が往路の軌跡、灰色の実線が復路の軌跡を示す。従来の制御系でノッチフィルタを用いない場合は、振動が励起され、往復の軌跡の間に誤差が生じている。この場合の非対称誤差は $25\mu\text{m}$ であった。また、従来の制御系でノッチフィルタを用いた場合、振動が抑制されているが往復の軌跡間の誤差は残り、その非対称誤差は $10\mu\text{m}$ である。一方、提案する制御系を用いた場合は、コーナー追従誤差（コーナー鈍り量）は従来の制御系の場合と同程度であるが振動が抑制され、さらに往復の軌跡の間の誤差も小さくなっており、非対称誤差は $4.3\mu\text{m}$ となった。以上より、提案する制御系を用いることで軌跡に生じる振動を抑制し、非対称誤差を小さくすることができることが示された。

なお、本章の実験では、提案する制御系の従来の制御系に対する優位性を評価するために機械剛性の低い実験装置を用いているため、軌跡精度のオーダーは $1\mu\text{m}\sim 10\mu\text{m}$ となっている。目標とするサブマイクロメートルオーダーの軌跡精度を達成できるかどうかの評価については、第 7 章のケーススタディにおいて行う。

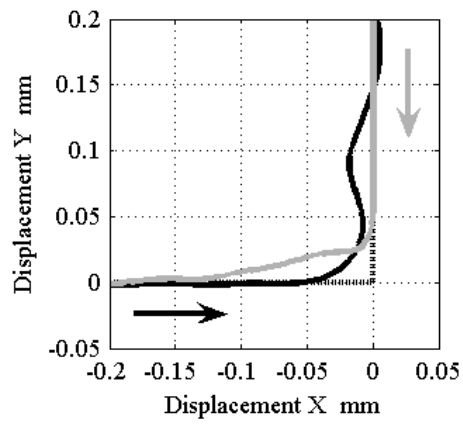


図 3-16 従来の制御系においてノッチフィルタを用いなかった場合の軌跡測定結果

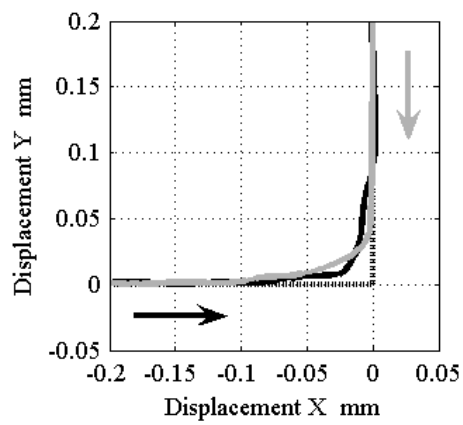


図 3-17 従来の制御系においてノッチフィルタを用いた場合の軌跡測定結果

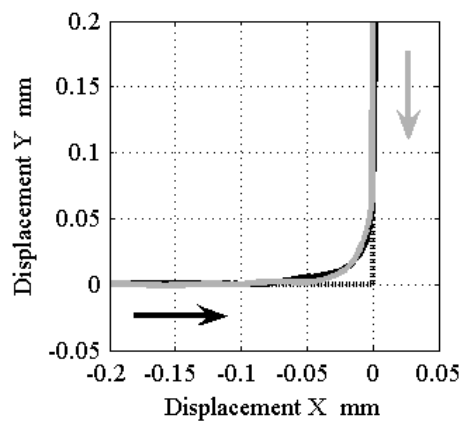


図 3-18 提案する制御系を用いた場合の軌跡測定結果

3.6. 結論

NC 工作機械のサーボ制御方式として，2 自由度制御方式に機械振動抑制機能を有する機械特性補償を付加した実用的な軌跡制御方式を提案し，提案方式の有効性を検証した．本章の結論は以下の通りである．

- (1) 工作機械の精密送り制御系の要求される制御性能のひとつである追従性を評価するための指標として円弧内回り量およびコーナー鈍り量を導入した．
- (2) 同じく要求される制御性能として，これまでの研究では言及されることの少なかった，往復加工時の面精度に影響を与える軌跡の対称性に着目し，その評価指標としてコーナー非対称誤差を導入した．
- (3) 円弧内回り量，コーナー鈍り量およびコーナー対称性を，サーボ制御系伝達関数を用いて表現するための関係式を導出した．
- (4) 2 慣性系でモデル化した制御対象に対して，対称性を考慮して設計した規範モデルの出力に工具端位置が完全に追従するような新しい 2 自由度制御方式を提案した．
- (5) この制御方式により，円弧内回り量，コーナー鈍り量，コーナー対称性の各軌跡誤差を，ノッチフィルタとフィードフォワード係数を用いた従来の方式よりも総合的に改善させることができることを実験により検証した．

第4章 制御系に起因する誤差要因の分析と補正

4.1. 緒論

工作機械の送り駆動系においては、軌跡制御時の工具端の軌跡誤差を小さく抑えて軌跡精度を向上させることが求められるが、第 2 章で述べたように、工具端の運動は制御系や機械系のさまざまな要素に起因する誤差要因の影響を受け、その結果として軌跡誤差が増大して軌跡精度が悪化する。軌跡誤差を発生させる要因のうち、制御系に起因するものとしては制御系の応答遅れや摩擦に対する外乱応答、軸間の応答差などがある。本章では、これらの制御系に起因する誤差についてその誤差要因の分析を行う。

工作機械の送り駆動系は工具端位置が指令位置に追従するようにサーボ制御を行うものであるが、状態のフィードバックに用いる位置検出器は一般に工具端位置とは異なった位置に取り付けられる。位置検出器で検出されて制御器にフィードバックされる位置をフィードバック位置とすると、制御系の誤差要因は指令位置とフィードバック位置の關係に影響をおよぼす。すなわち、サーボ制御系の指令位置とフィードバック位置の間に存在する誤差が制御系に起因する誤差であり、その要因を分析する手法を本章で提案する。この分析手法を、第 5 章で述べる工具端位置とフィードバック位置の間に存在する誤差要因の分析手法と組み合わせることにより、指令位置から工具端位置までの制御系および機械系に起因する誤差要因の総合的な分析手法を確立することができる。

制御系の追従遅れにより生じる軌跡誤差を抑制する研究はこれまでにいくつかなされている^{26)・31)}。しかしながら、制御系のパラメータと軌跡誤差の間の關係、特にコーナー通過時のような過渡的に生じる軌跡誤差についての解析的な議論はほとんどされていない。クロスカップリング制御(CCC)を応用して、軌跡誤差を直接的にフィードバックして制御するものもあるが^{32)・34)}、CCC は軌跡誤差の厳密な表現が必要であり、コーナー形状のような移動方向が不連続に変化する軌跡への適用が難しいという問題がある。また、摩擦補正についてもこれまでに数多くの研究例があるが^{35)・37)}、円弧指令時の象限突起を対象にしたものがほとんどであり、円弧以外のコーナー形状について検討しているものは少ない。自由形状を微小線分で近似して指令することが NC 制御においては一般的であることを考えると、コーナー形状は使用頻度の高い指令形状であり、この形状が指令されたときの軌跡の振る舞いについて解析する必要がある。

軸間の応答差があると、複数軸を同期して動作させて円弧や直線といった形状を描いた

場合に実際の工具端軌跡にひずんで大きな軌跡誤差を生じる。したがって、各サーボ軸について指令位置に対する応答性を完全に同一にする必要がある。第 3 章で述べた規範モデルを用いた 2 自由度制御は指令値に対する応答がフィードフォワード制御器の中の規範モデルによって規定されるため、各軸の規範モデルの応答を同一に設定することで各軸の応答性が一致し、軸間の応答差が解消される。

本章の構成は以下のとおりである。4.2 節では、規範モデル追従制御を適用したサーボ系に対し、コーナー形状の指令が与えられた場合に応答遅れが軌跡におよぼす影響を分析するとともに、コーナー頂点の前後で減速と加速が行われる条件においてコーナー部の軌跡誤差を算出するための関係式を導出する。次に、4.3 節では、規範モデルの状態量を利用した摩擦補償方式により、摩擦による誤差を抑制する方法を提案する。特に、規範モデルの応答を要求精度に応じて設定することにより、輪郭運動誤差を最小限に抑えることができる。さらに、4.4 節において軌跡誤差解析手法と補正手法による軌跡精度向上の効果を実験により検証する。

4.2. サervo制御系の応答遅れの分析

4.2.1. コーナー形状指令時の軌跡誤差

コーナー形状の指令時に各軸の応答遅れが存在する場合、実際の軌跡はコーナーの頂点を通らず、コーナーの内側の方向に誤差（コーナー鈍り）が生じる。コーナーを等速に通過する条件では、第 3 章において実際の軌跡に生じる誤差量の解析がなされており、式(3-36)に示したように、コーナー鈍り量は送り速度に比例し、またサーボ制御のゲインに反比例する。一方、コーナー通過時の軌跡精度を向上させるためには、コーナーで減速を行う必要がある。すなわち、コーナーの頂点に向かって減速し、頂点を通過したあとは加速することによって、コーナー鈍り量を抑制している。そこで、まずコーナー減速を行った場合のコーナー鈍り量について解析を行う。

コーナー減速を行った場合のコーナー形状指令を図 4-1 に示す。細い実線が指令軌跡、太い実線が実際の軌跡であり、指令軌跡上の丸印は制御周期ごとの指令点を示す。コーナー減速により、指令点間の間隔がコーナーの手前で漸減し、コーナー通過後に漸増する。指令されたコーナー軌跡の角の二等分線と実際の軌跡との交点と、指令コーナー頂点との距離をコーナー鈍り量と定義し Δ_c で表す。指令コーナーの頂点を原点とし、コーナーの角の二等分線を Y 軸にとると、実際の軌跡が Y 軸と交わる位置での Y 座標がコーナー鈍り量となる。また、コーナーの折れ角を θ とおく。

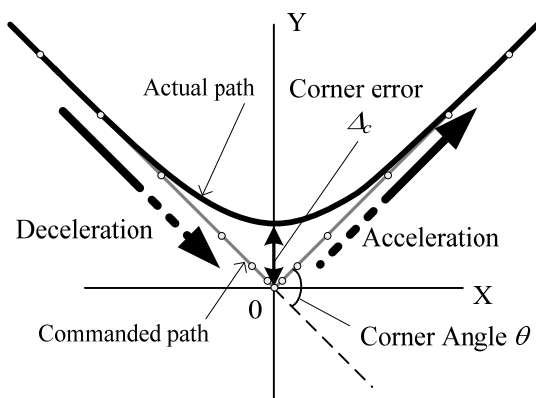


図 4-1 コーナー減速を行った場合のコーナー形状指令

4.2.2. コーナー減速時の指令位置

NC の指令値生成部では、NC プログラムで指令された始点と終点の座標値を読み込み、その間を補間して制御周期ごとの各軸の指令位置 x_r, y_r を決定する。サーボ制御部では、この指令位置に追従するようにサーボ制御を行っている。図 4-2 は、図 4-1 に示したコーナー形状の指令において、等速でコーナーを通過するとした場合の各軸の指令速度を示している。X 軸方向は一定速度であるのに対し、Y 軸方向はコーナー通過時にステップ状に変化している。このままではコーナー部において機械に過大な加速度がかかるため、加減速処理を行う必要がある。経路誤差を生じさせないように加減速を行うには、加減速を軸ごとに行うのではなく、指令経路に沿った方向に加減速を行う必要がある。

コーナー部において過大な加速度がかからないように、かつ経路誤差が生じないように加減速を行った場合の各軸の指令速度 \dot{x}_r, \dot{y}_r を図 4-3(a)に、指令加速度 \ddot{x}_r, \ddot{y}_r を図 4-3(b)にそれぞれ示す。加速度が台形状になるようにし、コーナー通過時に機械に衝撃を与えないようにしている。また、X 軸と Y 軸の速度を同期して変化させることで、経路誤差を発生させないようにしている。経路に沿った指令速度の大きさを v とし、加速度が 0 から最大加速度に到達するまでの時間を t_s 、最大加速度を維持する時間を $t_a - t_s$ とする。ただし、 $v > 0, t_a > t_s > 0$ とする。 t_a を 1 段目加減速時定数、 t_s を 2 段目加減速時定数と呼ぶ。また、加減速処理後の指令位置がコーナー頂点に到達する時刻において時刻 $t = 0$ と定義する。以下では解析を容易にするためコーナー減速速度は 0 とするが、0 以外の場合でも同様の手法により解析を行うことができる。

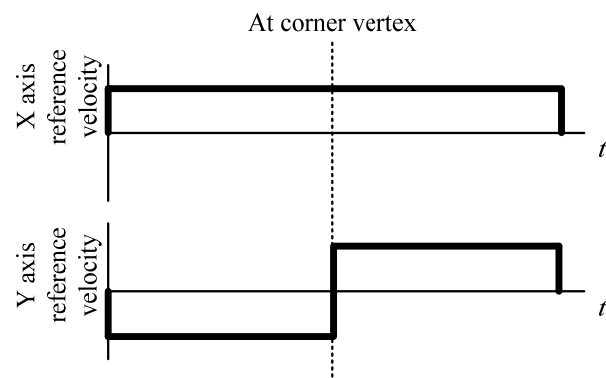


図 4-2 コーナーで減速を行わない場合の各軸の指令速度

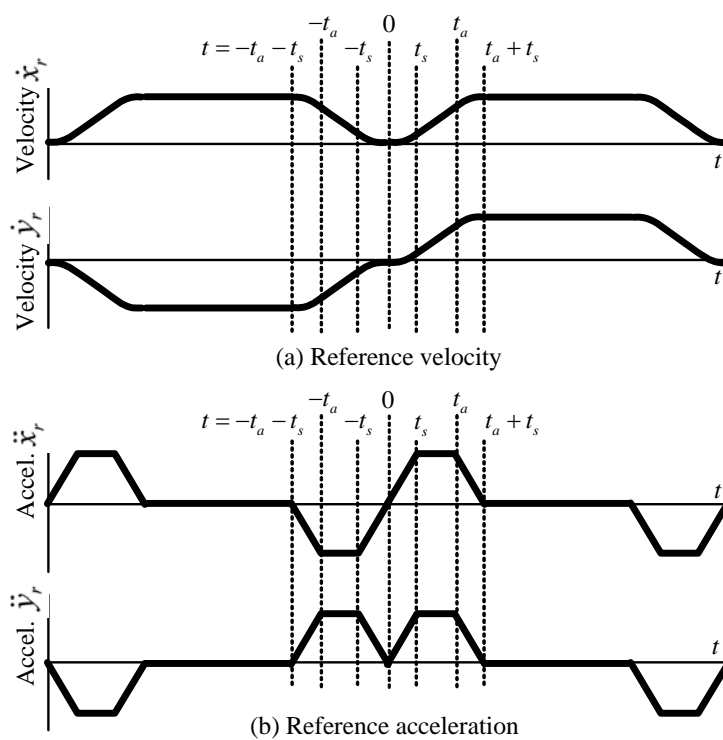


図 4-3 コーナーで減速を行わない場合の各軸の指令速度および加速度

各軸の指令位置は図 4-3(b)の区分的に定義された指令加速度を 2 回積分することにより求められる．コーナー通過前後での指令位置は次式で表される．

$$x_r(t) = \begin{cases} v_x \left(t + \frac{t_a + t_s}{2} \right) & (t \leq -t_a - t_s) \\ v_x \left[-\frac{(t + t_a + t_s)^3}{6t_a t_s} + t + \frac{t_a + t_s}{2} \right] & (-t_a - t_s \leq t < -t_a) \\ -\frac{v_x}{t_a} \left(\frac{t^2}{2} + \frac{t_s}{2} t + \frac{t_s^2}{6} \right) & (-t_a \leq t < -t_s) \\ \frac{v_x}{t_a t_s} \frac{t^3}{6} & (-t_s \leq t < t_s) \\ \frac{v_x}{t_a} \left(\frac{t^2}{2} - \frac{t_s}{2} t + \frac{t_s^2}{6} \right) & (t_s \leq t < t_a) \\ -v_x \left[\frac{(t - t_a - t_s)^3}{6t_a t_s} - t + \frac{t_a + t_s}{2} \right] & (t_a \leq t < t_a + t_s) \\ v_x \left(t - \frac{t_a + t_s}{2} \right) & (t_a + t_s \leq t) \end{cases} \quad (4-1)$$

$$y_r(t) = \begin{cases} -x_r(t) & (t \leq 0) \\ x_r(t) & (t > 0) \end{cases} \quad (4-2)$$

ただし、

$$v_x = v \cos(\theta / 2) \quad (4-3)$$

$$v_y = v \sin(\theta / 2) \quad (4-4)$$

とした．

4.2.3. コーナー減速時のサーボ制御系の応答

次に、サーボ制御系の各軸の応答位置を時刻 t の関数で表す．各軸のサーボ制御系の位置指令から応答位置までの伝達関数は等しいと仮定し、その伝達関数を $G(s)$ で表す．一般に、入力 $u(t)$ が与えられたときのサーボ系の出力 $w(t)$ は、次式で表される．

$$w(t) = \mathcal{L}^{-1}[G(s)U(s)] \quad (4-5)$$

ただし、

$$U(s) = \mathcal{L}[u(t)] \quad (4-6)$$

であり、 $\mathcal{L}[f(t)]$ は時間関数 $f(t)$ のラプラス変換を表し、 $\mathcal{L}^{-1}[F(s)]$ は、伝達関数 $F(s)$ の逆ラプラス変換を表す．ここでは、コーナー頂点に到達するまでの指令線分の長さは十分長く、コーナー減速が行われる前 ($t < -t_a - t_s$) は、サーボ応答は定常状態にあるとする．定速度入力が与えられたときの応答遅れ時間 t_d は以下で表される．

$$t_d = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1 - G(s)}{s} \quad (4-7)$$

このとき、式(4-1)および式(4-2)が入力として与えられた場合の応答位置 x_a, y_a は以下で表される。

$$x_a(t) = v_x \left[t + \frac{t_a + t_s}{2} - t_d - \varphi(t + t_a + t_s) \right. \\ \left. + \varphi(t + t_a) + \varphi(t + t_s) - \varphi(t - t_s) \right. \\ \left. - \varphi(t - t_a) + \varphi(t - t_a - t_s) \right] \quad (4-8)$$

$$y_a(t) = v_y \left[-t - \frac{t_a + t_s}{2} + t_d + \varphi(t + t_a + t_s) \right. \\ \left. - \varphi(t + t_a) - \varphi(t + t_s) + 2\varphi(t) - \varphi(t - t_s) \right. \\ \left. - \varphi(t - t_a) + \varphi(t - t_a - t_s) \right] \quad (4-9)$$

ただし、

$$\varphi(t) = L^{-1} \left[\frac{1}{t_a t_s} \frac{G(s)}{s^4} \right] \quad (4-10)$$

サーボ制御系の伝達関数は、一般に遅れ要素をもつので、次の n 次遅れフィルタでモデル化できる。

$$G(s) = \prod_{k=1}^n \frac{1}{1 - \frac{s}{-\alpha_k}} \quad (4-11)$$

ここに、 $-\alpha_k (k=1 \dots n)$ は、フィルタの極を表す。

このとき、定常遅れ時間 t_d は次式で表される。

$$t_d = \sum_{k=1}^n \frac{1}{\alpha_k} \quad (4-12)$$

また、関数 $\varphi(t)$ は次式で表される。

$$\varphi(t) = \begin{cases} 0 & (t < 0) \\ \frac{1}{t_a t_s} \left[\frac{t^3}{6} - \frac{t_d}{2} t^2 + \left(\sum_{k=1}^n \frac{\beta_k}{\alpha_k^2} \right) t + \sum_{k=1}^n \frac{\beta_k}{\alpha_k^3} (1 - e^{-\alpha_k t}) \right] & (t \geq 0) \end{cases} \quad (4-13)$$

ただし、

$$\beta_k = \prod_{j=1, \dots, n, j \neq k} \frac{\alpha_j}{\alpha_j - \alpha_k} \quad (4-14)$$

なお、式(4-13)は $G(s)$ に重根がない(すべての α_k が異なる)場合の解となっているが、重根がある場合も一般的な微分方程式の解法を用いて同様に解析解を求めることができる²⁵⁾。

式(4-13)を式(4-8)・式(4-9)に代入することにより、サーボ制御系の時刻 t における応答位置を求めることができる。

4.2.4. コーナ鈍り量の算出

コーナ鈍り量 Δ_c を求めるには、

$$x_a(t) = 0 \quad (4-15)$$

を満たす t を t_c としたとき、この時刻 t_c における応答位置のY座標で与えられる。すなわち、

$$\Delta_c = y_a(t_c) \quad (4-16)$$

となる。しかしながら、式(4-15)は t についての指数関数と3次多項式を含む方程式となり、解析的に解くことができない。そこで、X軸のは同一方向に動き続けることから、コーナー通過部においても概ね定常遅れ時間と同じ時間だけ指令位置よりも遅れて追従しているものと仮定する。この仮定は、定常遅れ時間が t_d, t_s よりもはるかに小さい場合は明らかに成り立たないが、そうでない場合は実用上十分な精度を保った近似解を得ることができる。X軸の指令位置が0となる時刻を0としているので、X軸の応答位置が0となるのは、 $t = t_d$ の時刻となる。したがって、コーナー鈍り量は次式で近似的に求められる。

$$\Delta_c = y_a(t_d) \quad (4-17)$$

4.2.5. 規範モデルを用いた2自由度制御を適用した場合のコーナー鈍り量

規範モデルを用いた2自由度制御を適用した場合、制御系の応答は規範モデルの伝達関数で決定される。このときの規範モデルのゲインとコーナー鈍り量との関係を求める。

規範モデルは、式(3-31)に示す伝達関数をもつものとして設計する。すなわち、ベッセルフィルタの極配置²⁴⁾³⁸⁾をもち、そのゲインを K_r とする。規範モデルを用いた2自由度制御を用いた場合、3.3節で述べたように、サーボ系全体の伝達関数は、規範モデルの伝達関数と一致する。したがって、式(4-11)の $-\alpha_k$ は、次の方程式の解となる。

$$q^5 + 15K_r q^4 + 105K_r^2 q^3 + 420K_r^3 q^2 + 945K_r^4 q + 945 = 0 \quad (4-18)$$

式(4-18)は1つの実数解 $-\sigma_0 K_r$ と2組の複素解 $(-\sigma_1 \pm \rho_1 j)K_r$ および $(-\sigma_2 \pm \rho_2 j)K_r$ をもつ。ここで、 j は虚数単位である。各係数 $\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, \rho_1, \rho_2$ は無理数であるが、小数点以下第4位まで求めると次式で表される。

$$\sigma_0 = 3.6467, \sigma_1 = 3.3520, \rho_1 = 1.7427, \sigma_2 = 2.3247, \rho_2 = 3.5710 \quad (4-19)$$

さらに、式(4-12)の定常遅れ時間は次式で表される。

$$t_d = \frac{1}{K_r} \quad (4-20)$$

以上より、式(4-13)の関数 $\varphi(t)$ は次式で表される。

$$\begin{aligned} \varphi(t) = \frac{1}{t_d t_s} & \left[\frac{t^3}{6} - \frac{t^2}{2K_r} + \frac{5t}{9K_r^2} - \frac{2}{9K_r^3} + \frac{e^{-\sigma_0 K_r t}}{K_r^3} + \frac{e^{-\sigma_1 K_r t}}{K_r^3} (\lambda_{c1} \cos \rho_1 K_r t + \lambda_{s1} \sin \rho_1 K_r t) \right. \\ & \left. + \frac{e^{-\sigma_2 K_r t}}{K_r^3} (\lambda_{c2} \cos \rho_2 K_r t + \lambda_{s2} \sin \rho_2 K_r t) \right] \end{aligned} \quad (4-21)$$

ここで、

$$\begin{aligned}
\lambda_0 &= 1.1797 \times 10^{-1}, \\
\lambda_{c1} &= 5.8423 \times 10^{-3}, \lambda_{s1} = 1.7631 \times 10^{-2}, \\
\lambda_{c2} &= 9.8412 \times 10^{-2}, \lambda_{s2} = 8.9023 \times 10^{-2}.
\end{aligned} \tag{4-22}$$

式(4-21)を用いることにより，規範モデルのゲイン K_r と加減速のパラメータ t_a および t_s から，コーナー鈍り量を求めることが可能となる．

図 4-4 は， $t_a = 0.04$ および $t_s = 0.02$ であり， $\theta = \pi/2$ である場合について， K_r と Δ_c の関係を求め，プロットしたものである． K_r が大きくなるにつれて，コーナー鈍り量が小さくなる．例えば，送り速度が 3000mm/min である場合にコーナー鈍り量を $1 \mu\text{m}$ 以下にするためには， Δ_c/v を $1 \times 10^{-6}/(3000/60000) = 2 \times 10^{-5}$ 以下にする必要がある．この場合，図 4-4 の関係より， K_r を概ね 72 以上にすればよいことがわかる．

4.3. 摩擦による誤差の分析と補償

4.3.1. 摩擦によって生じる軌跡誤差

制御対象の案内面等に摩擦がある場合，移動方向と逆方向に摩擦力が作用する．摩擦力はサーボ制御系に外乱として作用するが，定常状態では速度制御ループの積分項の効果により摩擦力を打ち消すようにモータの駆動トルクが制御され，応答位置は指令位置と一致する．ところが，移動方向が反転するときには，摩擦力の方向が切り替わるため，過渡的には外乱による追従誤差が生じる．

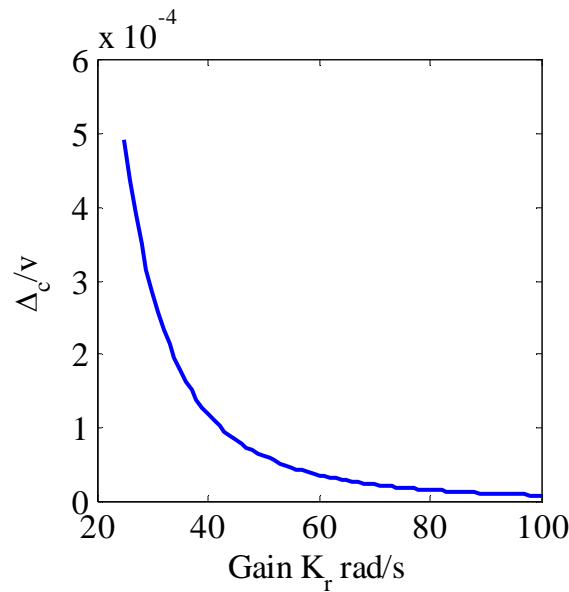


図 4-4 規範モデルゲインとコーナー鈍り量の関係

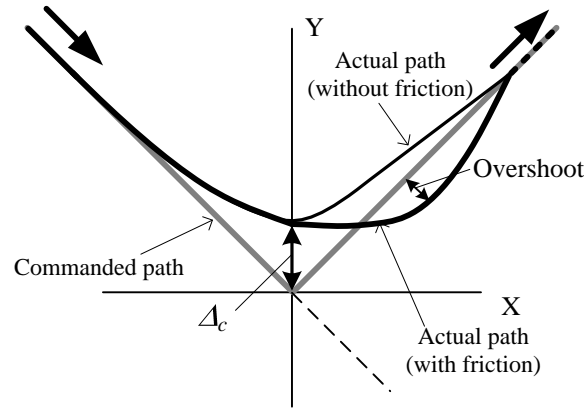


図 4-5 コーナー形状指令時において摩擦が応答位置に与える影響

図 4-5 は、コーナー形状指令時において摩擦が応答位置に与える影響を示したものである。コーナーの頂点を通過する前には+方向を作用していた摩擦力が、通過後には-方向にはたらくようになる。このように、応答位置の移動方向が反転する時点で Y 軸の一方方向に外乱が作用するため、Y 軸の応答は指令位置に対して遅れる。一方、X 軸方向はコーナー頂点を通過する際も移動速度が変化しないため摩擦力は変化しない。したがって、応答軌跡としてはコーナー通過後の進行方向と垂直な方向にオーバーシュートすることになる。

4.3.2. 規範モデルの状態量を用いた摩擦補償

規範モデルを用いた 2 自由度制御に摩擦補償器を付加した制御系のブロック図を図 4-6 に示す。 x_{ref} は位置指令、 x_{fb} はフィードバック位置、 x_t は工具端位置、 τ_m はモータトルク、 τ_{dis} は外乱トルクを表す。 $G_{rd}(s)$ と $G_{dr}(s)$ は制御対象である機械系の特性を表す伝達関数であり、それぞれモータトルクからフィードバック位置までの特性、フィードバック位置から工具端位置までの特性を表す。また、 $C_v(s)$ と $C_p(s)$ はフィードバック制御器であり、それぞれ速度制御器と位置制御器である。さらに、 $G_r(s)$ は規範モデル、 $G_{c1}(s)$ は位置フィードフォワード、 $G_{c2}(s)$ は速度フィードフォワード、 $G_{c3}(s)$ はトルクフィードフォワードの各補償器を表す。 $G_r(s)$ はサーボ制御系の目標値応答をもとに設計され、 $G_{c1}(s), G_{c2}(s), G_{c3}(s)$ は工具端位置が規範モデルの出力した位置に追従するように、機械系の伝達関数 $G_{rd}(s)$ と $G_{dr}(s)$ を用いて設計される。 $G_r(s)$ で決まる目標値応答と、 $C_v(s)$ と $C_p(s)$ で決まる外乱に対する応答性を独立に設定できるので、フィードバック制御系の特性に関わらず各軸の目標値応答をそろえることができ、各軸の応答誤差を抑制することができる。

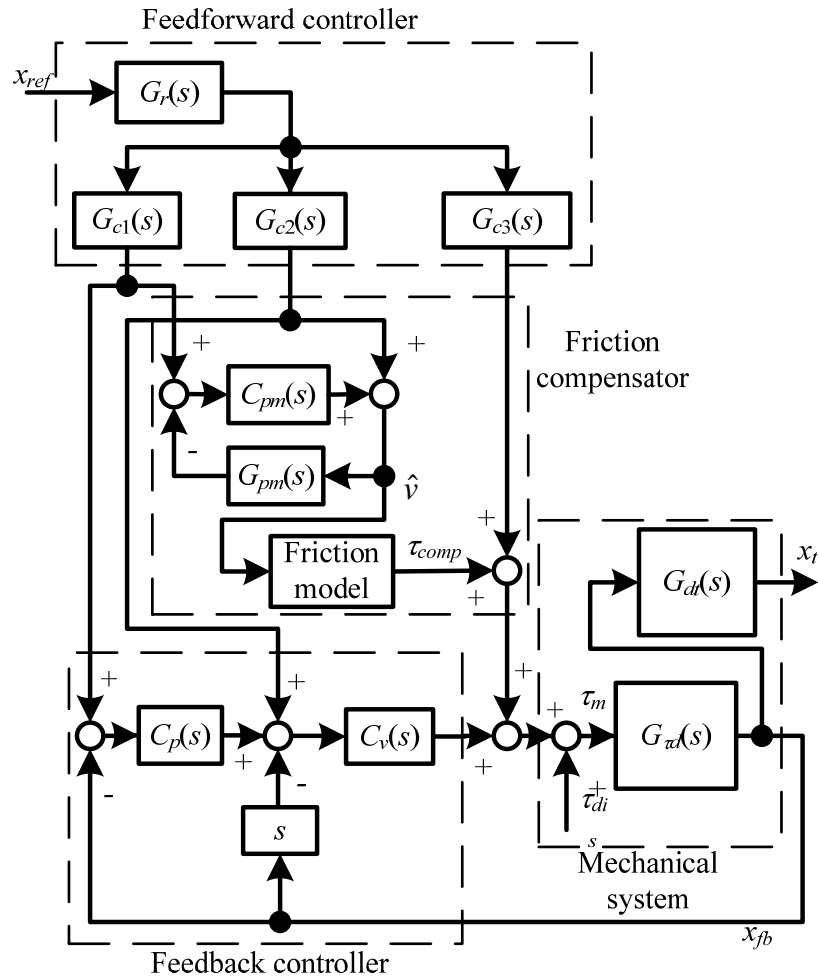


図 4-6 規範モデルを用いた 2 自由度制御に摩擦補償器を付加した制御系ブロック図

提案する制御系ではこれらに加えて摩擦の補償器を追加した．規範モデルを用いた 2 自由度制御では，モータの応答速度は規範モデルの速度と一致するように制御される．したがって，規範モデルの速度を用いれば摩擦力の方向が変化するタイミングを判定し，そのタイミングで補正トルクをモータトルク指令に加算すれば，摩擦を補正することができる．

摩擦補償器において， $C_{pm}(s)$ は位置制御器 $C_p(s)$ と同一の構成とし， $G_{pm}(s)$ は制御対象の速度から位置への特性をモデル化した特性のフィルタとする．このように構成することで， $G_{pm}(s)$ への入力 \hat{v} は制御対象の応答速度を模擬したものとなる．速度と摩擦トルクの間を関係モデル化した摩擦モデルに \hat{v} を入力し，モデル摩擦トルクを求める．使用する摩擦モデルは，移動方向と反対方向に一定の摩擦トルクが加わるクーロン摩擦モデルとする．クーロン摩擦モデルを次式で表す．

$$\tau_{mdl} = \begin{cases} \tau_f & (\hat{v} < 0) \\ 0 & (\hat{v} = 0) \\ -\tau_f & (\hat{v} > 0) \end{cases} \quad (4-23)$$

ここで、 τ_f はクーロン摩擦トルクの推定値であり、一定速度で往復移動させたときのトルク指令から求める。モデル摩擦トルクと同じ大きさを符号が異なる値を摩擦補正トルク τ_{comp} とする。すなわち、摩擦補償トルクは次式で与えられる。

$$\tau_{comp} = -\tau_{mdl} \quad (4-24)$$

4.4. 検証実験

4.4.1. 実験装置の概要

軌跡誤差の解析結果の妥当性および摩擦補償制御の効果の検証のため、実験を行った。実験に用いた3軸加工機の概観を図4-7に、主な仕様を表4-1に示す。また、指令形状は図4-8に示すダイヤモンド形状の経路とした。すなわち、点P0(X=0mm,Y=0mm)から開始し、点P1(X=30mm,Y=-30mm)、点P2(X=60mm,Y=0mm)、点P3(X=30mm,Y=30mm)を通り、点P0に戻る。経路方向の指令速度は3000mm/min(50mm/s)とした。

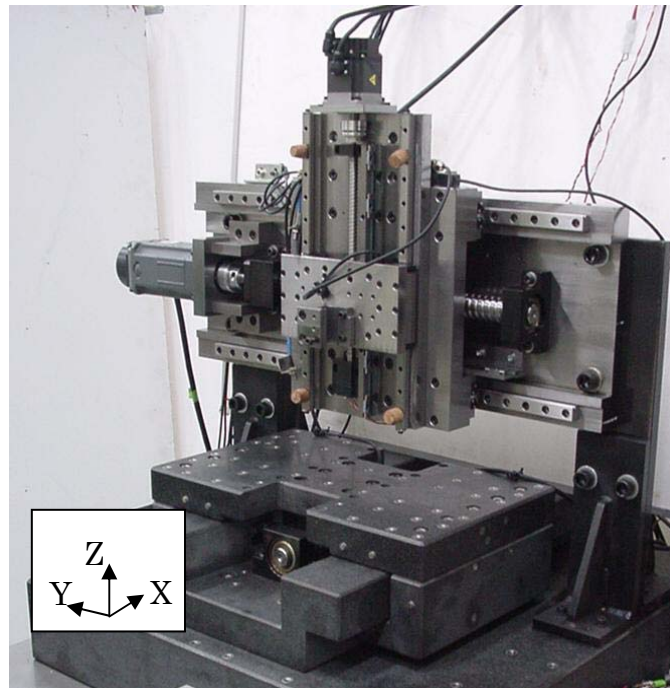


図 4-7 実験に用いた3軸加工機の概観

加減速のパラメータは、4.2 節での解析で用いたものと同じ、 $t_a = 0.04$ および $t_s = 0.02$ とした。規範モデルのゲイン K_r は 33rad/s と 70rad/s の 2 通りの比較を行った。摩擦補償のゲイン τ_f は、X 軸は定格トルクの 20%、Y 軸は定格トルクの 30% とし、摩擦補償を行った場合と行わなかった場合の比較を行った。なお、X 軸モータと Y 軸モータの定格トルクの値は等しい。また、フィードバック制御部の位置制御器のゲインは 33rad/s とした。制御パラメータの設定条件を表 4-2 に示す。

表 4-1 実験に用いた 3 軸加工機の諸元

Axis	X	Y
Travel	230mm	220mm
Drive type	Ball screw	
Lead of ball screw	10 mm	
Guide way	Air	Linear (ball)
Control type	Full closed	
Control resolution	1 nm	
Feedback resolution	1 nm	

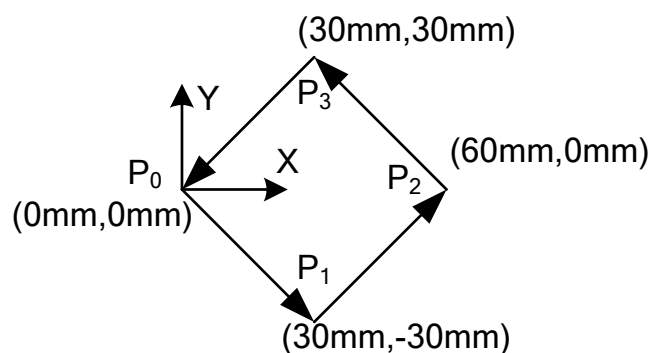


図 4-8 指令経路（ダイヤモンド形状パス）

表 4-2 制御パラメータの設定条件

Condition	K_r	Friction compensation (FC)
(a)	33rad/s	Disable
(b)	33rad/s	Enable
(c)	70rad/s	Disable
(d)	70rad/s	Enable

4.4.2. 実験結果

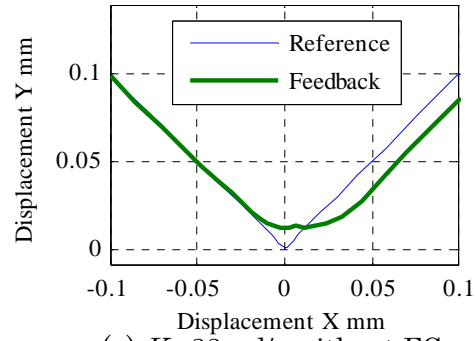
測定は、NC プログラムによりダイヤモンドパス形状の運転を行い、そのときの各軸の指令位置とフィードバック位置をサンプリングすることにより行った。

点 P₁における各条件での軌跡の測定結果を図 4-9(a)から 図 4-9(d)に示す。各図において、細線は指令位置の軌跡を示し、太線はフィードバック位置の軌跡を示している。

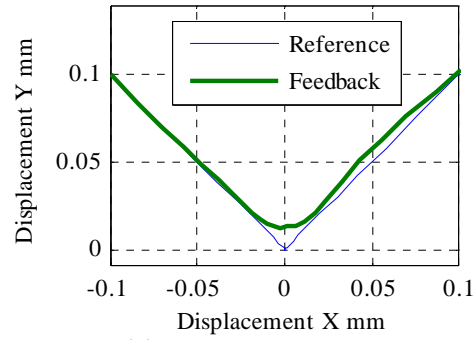
$K_r = 33 \text{ rad/s}$ の場合、摩擦補正の有無に関わらず、コーナーの頂点で Y 軸の+方向に約 $12 \mu\text{m}$ の軌跡誤差が生じている。すなわち、コーナー鈍り量はおよそ $12 \mu\text{m}$ である。一方、摩擦補正なしの場合は、コーナー通過後に約 $12 \mu\text{m}$ オーバーシュートしているのに対し、摩擦補正ありの場合はオーバーシュートは発生していない。 $K_r = 70 \text{ rad/s}$ の場合は、摩擦補正あり・なしともにコーナー鈍り量は約 $1 \mu\text{m}$ となっている。また、摩擦補正なしの場合のオーバーシュートは約 $15 \mu\text{m}$ であるが、摩擦補正ありの場合はオーバーシュートは $2 \mu\text{m}$ である。

次に、点 P₂における各条件での軌跡の測定結果を図 4-10(a)から図 4-10(d)に示す。軌跡誤差の発生する傾向は点 P₁ と同様であるが、摩擦補正なしの場合のオーバーシュートは、 $K_r = 33 \text{ rad/s}$ の場合で $8 \mu\text{m}$ 、 $K_r = 70 \text{ rad/s}$ の場合で $10 \mu\text{m}$ と、点 P₁ の場合よりも小さくなっている。これは、X 軸方向にはたらく摩擦力が、Y 軸方向にはたらく摩擦力よりも小さいため、X 軸が方向反転する P₂ の方が、Y 軸が方向反転する P₁ よりも方向反転時の摩擦力変化の影響が小さくなっているためといえる。

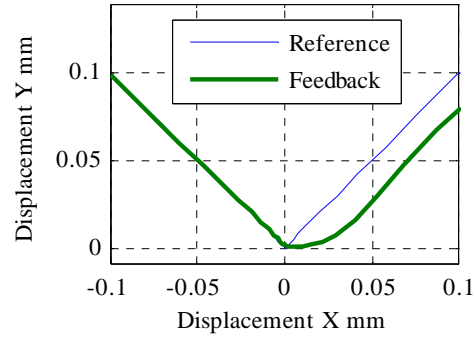
このように、追従性が上がるとコーナー鈍り量が減り、摩擦の影響を補正するとオーバーシュートが抑制される結果となり、4.2 節の解析結果が定性的に正しいことが示された。また、コーナー鈍り量の解析解を計算すると、 $K_r = 33 \text{ rad/s}$ の場合で $11 \mu\text{m}$ 、 $K_r = 70 \text{ rad/s}$ の場合で $1.1 \mu\text{m}$ となり、実験で求めた値とほぼ一致する。以上より、コーナー鈍り量の解析が定量的にも正しいことが示された。



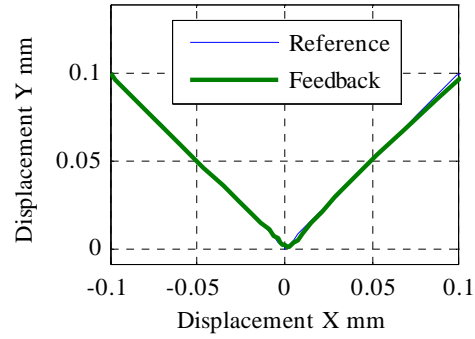
(a) $K_r=33\text{rad/s}$ without FC



(b) $K_r=33\text{rad/s}$ with FC



(c) $K_r=70\text{rad/s}$ without FC



(d) $K_r=70\text{rad/s}$ with FC

図 4-9 点 P_1 付近における軌跡測定結果

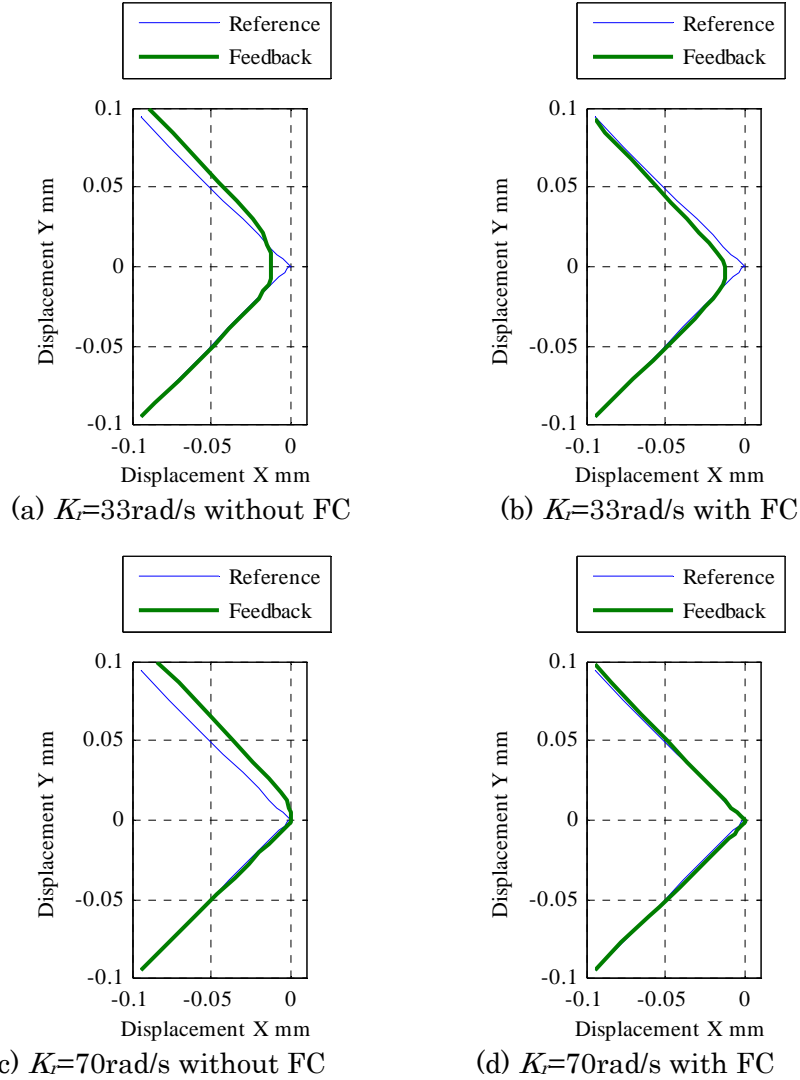


図 4-10 点 P_2 付近における軌跡測定結果

4.5. 結論

NC 工作機械の送り駆動系においてコーナー形状の指令を与えた場合の、制御系の追従遅れと摩擦による外乱が軌跡誤差におよぼす影響について分析し、摩擦による誤差を低減するための制御系を提案した。本章の結論を以下に示す。

- (1) コーナー形状指令時の各軸の応答位置を解析し、コーナー鈍り量の解析解を求めた。特に、従来は解析されていなかった、コーナー減速を行った場合の加減速のパラメータとコーナー鈍り量との関係を定式化した。

- (2) 移動方向反転時の摩擦の変化が軌跡誤差におよぼす影響について分析し、コーナーの対称軸が機械の移動軸と同一方向であるようなコーナーでは、その影響が軌跡のオーバーシュートとして現れることを示した。
- (3) 規範モデルを用いた2自由度制御において摩擦の影響を補正する制御系を提案した。規範モデルの出力と摩擦モデルにもとづいて求めた摩擦補償トルクをトルク指令に加算することにより、制御系の安定性を損なうことなく摩擦の補償を行うことができる。
- (4) ダイヤモンドパスの指令を用いて実験を行い、コーナー鈍り量の解析結果が定量的に正しいこと、摩擦補償によりコーナーのオーバーシュートを抑制できることを検証した。

第5章 機械系に起因する誤差要因の分析

5.1. 緒論

工作機械の送り駆動系には、第 2 章で述べたように、制御系や機械系に起因する誤差要因が多数存在するため、これらの誤差要因を取り除く必要がある。制御系に起因する誤差の影響分析とその補正手法について述べた第 4 章に続いて、本章では機械系に起因する誤差の分析と補正手法の提案を行う。機械系に起因する誤差の分析と補正のためには、工作機械の工具端の理想的な運動に対する誤差を精密に測定し、誤差要因の分析を行うことが必要となる。また、NC には様々な誤差要因を取り除くための補正機能が数多く存在するが、これらの補正機能を有効に使うためには、実際の誤差量に応じてパラメータを最適に調整する必要がある。特に、幾何学的な誤差は 2.4.2 節で述べたようにピッチエラー補正機能を用いて補正することが可能であるが、そのためには工具端運動の計測結果から幾何学的な誤差の成分を抽出してその抽出結果にもとづいて補正パラメータを適切に設定する必要がある。

工作機械の誤差要因についての分析と補償の手法については、これまでも多くの手法が提案されている^{39)・41)}。また、工作機械の工具端の運動軌跡を計測する手法としては、グリッドエンコーダー（交差格子スケール）を用いる方法⁴²⁾やボールバーを用いる方法⁴³⁾⁴⁴⁾がこれまで多く用いられてきた。しかしながら、これらの方法では、工具端の運動軌跡を独立して計測するものであり、リニアスケールなどの位置検出器で計測し、NC のサーボ制御系にフィードバックされる位置（フィードバック位置）や、NC の指令値生成系から出力される時々刻々の位置（指令位置）と同期して計測できるものではなかった。したがって、工具端運動の測定結果に含まれる誤差が制御系あるいは機械系のどの要因が原因で発生しているのか、あるいは機械系に起因する誤差のうち幾何学的な誤差であるか動力的な誤差であるかを特定することが難しかった。また、工具端の位置やフィードバック位置、指令位置を D/A 変換等によりアナログ信号に変換し、オシロスコープ等で同時計測する方法⁴⁵⁾も考えられるが、この方法ではアナログ信号にノイズ成分が混入する上に、D/A 変換時の時間遅れや変換倍率の誤差などの影響を考慮する必要があり、精密な計測を行うためには問題が多い。

そこで、本章では、工具端の運動を計測するための外部センサの位置情報をデジタルデータのまま NC に取り込むことで、工具端位置・フィードバック位置・指令位置を同期

して測定することができるシステムを構築し，運動時の各位置データの測定を行う．さらに，測定した各位置データを用いて，工具端の運動誤差の発生要因を特定するとともに，幾何学的な誤差の成分を抽出するアルゴリズムについて検討する．

以下，5.2 節では測定システムの構成を示した上で誤差要因分析アルゴリズムの提案を行う．5.3 節で運動軌跡測定実験の測定データに基づく誤差要因分析の結果を示し，5.4 節で本章の結論を述べる．

5.2. 測定システムと誤差要因分析アルゴリズム

5.2.1. 測定システム

提案する工具端位置の測定システムを図 5-1 に示す．この図において， x_{ref} は指令位置， x_{fb} はフィードバック位置， x_t は工具端位置を表す．NC は指令位置を生成してサーボアンプに送り，サーボアンプはリニアスケールの検出位置が指令位置に追従するようにサーボ制御を行う．本システムでは，工具端位置はグリッドエンコーダー（交差格子スケール）⁴⁶⁾を用いて計測する．グリッドエンコーダーはテーブルに取り付けられたプレートと，工具ホルダに取り付けられたヘッドから構成され，プレートに平行な平面内におけるヘッドの 2 次元座標が工具端位置として検出される．通常はグリッドエンコーダーの計測信号は NC とは別の専用のカウンターボードに入力されるが，本システムでは，この計測信号をリニアスケールから送られるフィードバック位置と同期して NC に取り込む．

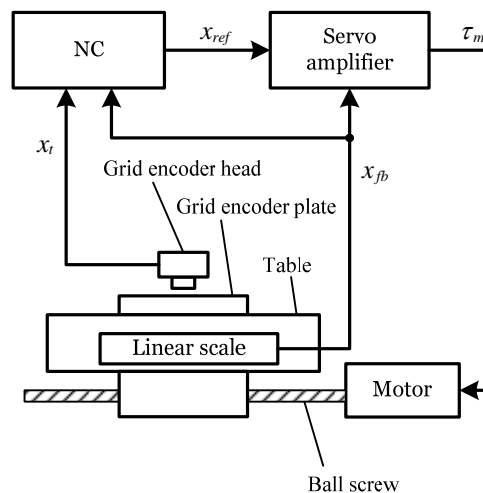


図 5-1 提案する計測システムの構成

5.2.2. 誤差要因分析アルゴリズム

(1) 誤差の定義

時刻 t におけるフィードバック位置, 工具端位置をそれぞれ $\mathbf{x}_{fb}(t)$, $\mathbf{x}_{tcp}(t)$ とおく. グリッドエンコーダーは 2 次元平面内の運動を計測するものであることから, 2 次元平面内での運動を解析の対象とすることとし, それぞれ 2 要素のベクトルで表現する. ただし, 以降の解析は 3 次元空間内の運動についても同様に行うことができる.

フィードバック位置ベクトルおよび工具端位置ベクトルの成分は, それぞれ次の各式で表される.

$$\mathbf{x}_{fb}(t) = \begin{bmatrix} x_{fb1} \\ x_{fb2} \end{bmatrix} \quad (5-1)$$

$$\mathbf{x}_t(t) = \begin{bmatrix} x_{t1} \\ x_{t2} \end{bmatrix} \quad (5-2)$$

工具端位置とフィードバック位置との差を工具端誤差 $\mathbf{e}_t(t)$ と定義する.

$$\mathbf{e}_t(t) = \mathbf{x}_t(t) - \mathbf{x}_{fb}(t) \quad (5-3)$$

(2) 誤差分析の手順

機械系に起因する誤差は, 2.3.2 節で示したように, 幾何学的誤差と動力的な誤差に分類でき, 幾何学的誤差はさらに単一の送り軸の幾何学的な誤差によるもの (真直度およびピッチエラー) と, 2 つの送り軸の幾何学的構成によるもの (直角度) に分けることができる. そこで, 以下では工具端誤差から直角度・真直度・ピッチエラーを抽出する手順について述べる.

Step1. 直角度の成分の抽出

直角度は工具端誤差の一次成分に相当するので, 最初にこの一次成分を抽出する. 直角度の成分 $\mathbf{e}_1(t)$ を次式のようにおく. ただし, T は行列の転置を表す.

$$\mathbf{e}_1(t) = \mathbf{K}_1^T \mathbf{x}_{fb}(t) \quad (5-4)$$

\mathbf{K}_1 は誤差の一次成分の係数を表す 2 行 2 列の行列であり, (i,j)成分は i 番目の軸方向に運動したときの j 番目の軸方向の誤差の傾きを表す.

工具端誤差 $\mathbf{e}_t(t)$ とフィードバック位置 $\mathbf{x}_{fb}(t)$ の測定結果に基づいて, 誤差の一次成分の係数行列を最小二乗法によって同定した結果を $\hat{\mathbf{K}}_1$ とする. $\hat{\mathbf{K}}_1$ は次式によって求めることができる.

$$\hat{\mathbf{K}}_1 = \left(\mathbf{x}_{fb} \mathbf{x}_{fb}^T \right)^{-1} \mathbf{x}_{fb} \mathbf{e}_t^T \quad (5-5)$$

式(5-5)の $\hat{\mathbf{K}}_1$ を用いて、工具端誤差 $\mathbf{e}_{tcp}(t)$ に含まれる直角度の成分の推定値 $\hat{\mathbf{e}}_1(t)$ を次式により求める。

$$\hat{\mathbf{e}}_1(t) = \hat{\mathbf{K}}_1^T \mathbf{x}_{pb}(t) \quad (5-6)$$

Step2. 真直度およびピッチエラーの成分の抽出

次に、測定した工具端誤差 $\mathbf{e}_t(t)$ から直角度の成分の推定値 $\hat{\mathbf{e}}_1(t)$ を除いた誤差を $\mathbf{e}_{t2}(t)$ とおく。すなわち、

$$\mathbf{e}_{t2}(t) = \mathbf{e}_t - \hat{\mathbf{e}}_1 \quad (5-7)$$

である。ピッチエラーの成分は、送り軸の移動方向と同一の方向に生じる誤差を送り軸の位置の関数として表すことができる。1 軸目のピッチエラーを 1 軸目の位置の関数として $f_{11}(x_{pb1})$ と表し、2 軸目のピッチエラーを 2 軸目の位置の関数として $f_{22}(x_{pb2})$ と表す。また、真直度の成分は送り軸の移動方向異なる方向に生じる誤差を送り軸の位置の関数として表すことができる。1 軸目の真直度を 1 軸目の位置の関数として $f_{12}(x_{pb1})$ と表し、2 軸目の真直度を 2 軸目の位置の関数として $f_{21}(x_{pb2})$ と表す。これらの位置依存関数 f_{ij} (i, j はそれぞれ 1 または 2) を用いると、真直度およびピッチエラーを含む工具端誤差 $\mathbf{e}_2(t)$ は、次式のように表すことができる。

$$\mathbf{e}_2(t) = \begin{bmatrix} f_{11}(x_{pb1}) + f_{21}(x_{pb2}) \\ f_{12}(x_{pb1}) + f_{22}(x_{pb2}) \end{bmatrix} \quad (5-8)$$

実際の計測結果に対してカーブフィット処理を行うことにより、位置依存関数の推定値 \hat{f}_{ij} を求める。工具端誤差 $\mathbf{e}_{t2}(t)$ に含まれる真直度およびピッチエラーの成分の推定値 $\hat{\mathbf{e}}_2(t)$ を次式により求める。

$$\hat{\mathbf{e}}_2(t) = \begin{bmatrix} \hat{f}_{11}(x_{pb1}) + \hat{f}_{21}(x_{pb2}) \\ \hat{f}_{12}(x_{pb1}) + \hat{f}_{22}(x_{pb2}) \end{bmatrix} \quad (5-9)$$

Step3. その他の誤差

測定した工具端誤差 $\mathbf{e}_t(t)$ から直角度の成分の推定値 $\hat{\mathbf{e}}_1(t)$ と真直度およびピッチエラーの成分の推定値 $\hat{\mathbf{e}}_2(t)$ を除いた誤差を $\mathbf{e}_{t3}(t)$ とおく。すなわち、

$$\mathbf{e}_{t3}(t) = \mathbf{e}_t - \hat{\mathbf{e}}_1 - \hat{\mathbf{e}}_2 \quad (5-10)$$

とする。この誤差の主要な成分は動力的な誤差となる。動力的な誤差についても、Step1 および Step2 と同様に、誤差の測定値とモデルにもとづいて同定計算を行うことにより求めることとなるが、Step1 および Step2 と異なり動力的なモデルの構築が必要となる。動力的なモデルを用いた分析と補正については、第 8 章で検討する。

5.3. 工具端誤差の計測実験および計測結果に基づく分析

5.3.1. 実験装置

提案する工具端誤差の計測手法および分析手法の有効性検証のため，実験を行った．実験に用いた加工機は，4.4 節にて用いたものと同じである．その概観は図 4-7 に，諸元は表 4-1 に既に示している．

工具端位置の計測は，グリッドエンコーダー（交差格子スケール）の PP 201R を用いた．図 5-2 にそのセットアップを示す．

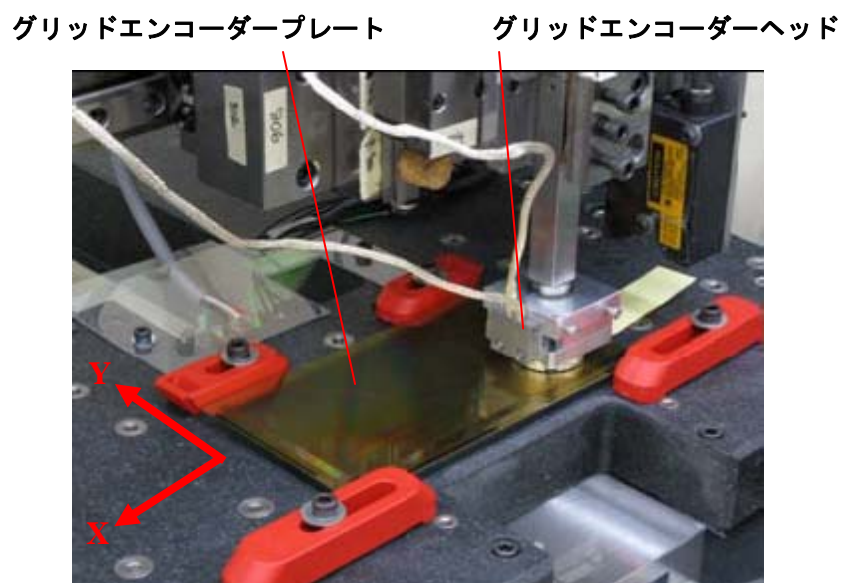
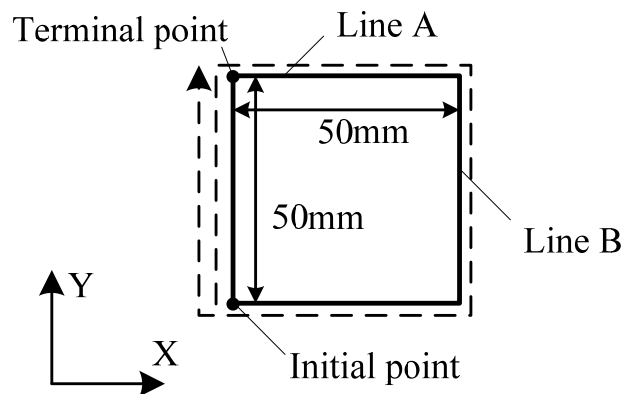
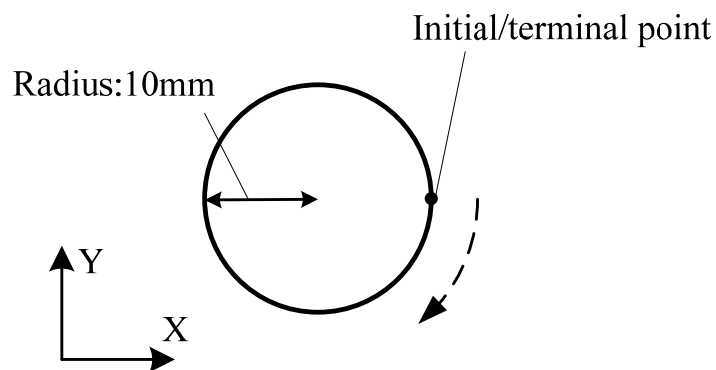


図 5-2 工具端位置計測のためのグリッドエンコーダーのセットアップ

指令軌跡は，図 5-3(a)に示すような 1 辺の長さが 50mm の正方形の形状と，図 5-3(b)に示すような半径 10mm の円弧形状を用いた．送り速度は，それぞれの形状について 1000mm/min から 1000mm/min きざみで 5000mm/min までの 5 通りの送り速度を設定した．また，正方形形状については，図 5-3(a)に示すとおり，Y 座標が一定で X 座標が正方向に変化する直線部分を Line A, X 座標が一定で Y 座標が負方向に直線する部分を Line B として，それぞれの直線部分における工具端誤差の挙動を分析した．



(a) 正方形形状



(b) 円弧形状

図 5-3 工具端位置計測に用いた指令経路

5.3.2. 測定結果

正方形形状の測定結果のうち，送り速度が $F1000\text{mm/min}$ の場合の Line A の結果，同 1000mm/min の場合の Line B の結果，同 5000mm/min の場合の Line A の結果，同 5000mm/min の場合の Line B の結果をそれぞれ図 5-4 (a)，図 5-4 (b)，図 5-4 (c)，ならびに図 5-4 (d)に示す．また，円弧形状の測定結果のうち，送り速度が $F1000\text{mm/min}$ の場合の結果と，同 5000mm/min の場合の結果を，図 5-5 (a),(b)にそれぞれ示す．各図において，細い実線は指令位置，太い破線はフィードバック位置，太い実線は工具端位置の軌跡をそれぞれ表している．

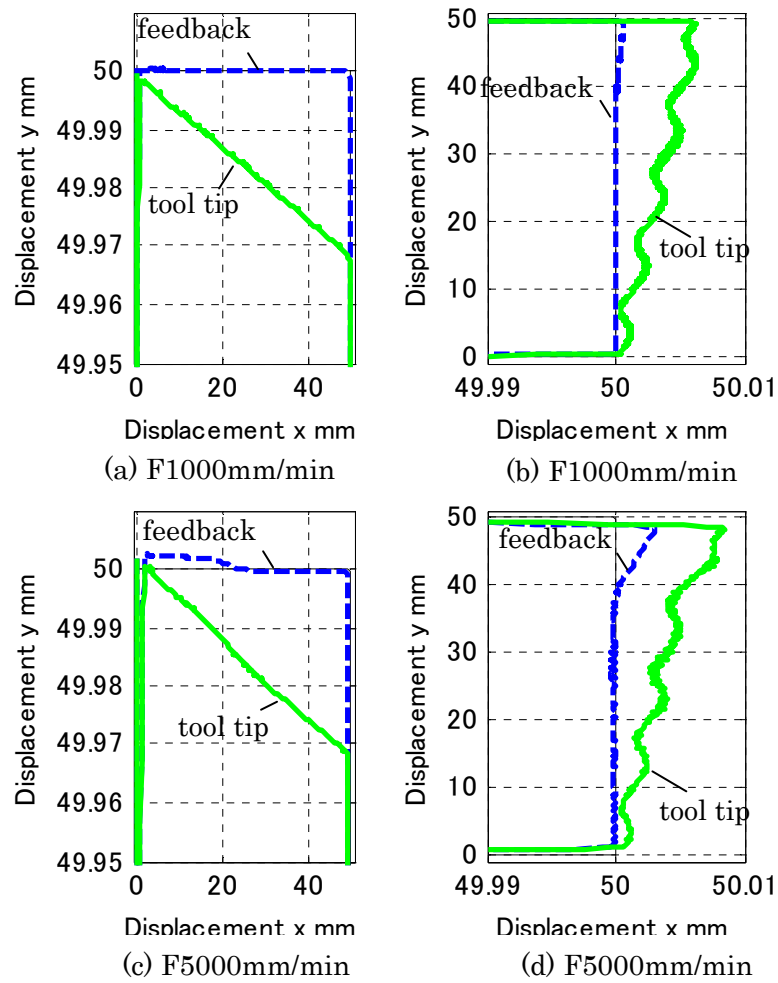


図 5-4 フィードバック位置および工具端位置の測定結果（正方形形状）

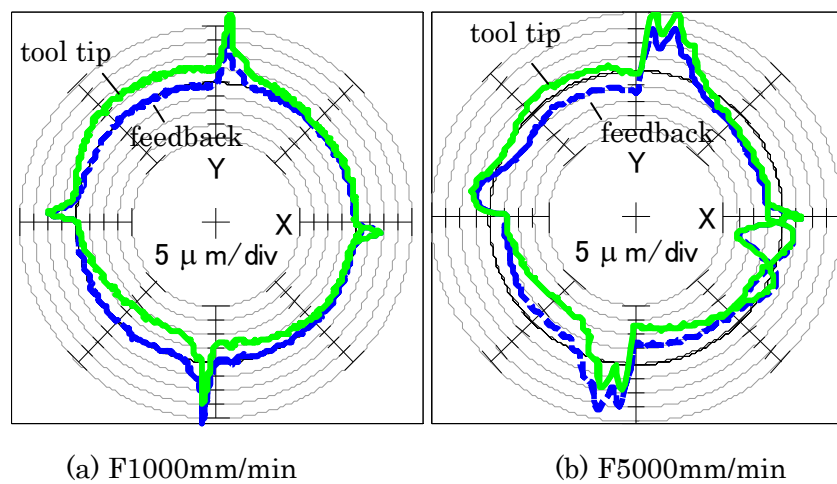


図 5-5 フィードバック位置および工具端位置の測定結果（円弧形状）

5.3.3. 測定結果に基づく誤差要因の分析

(1) 直角度の成分

正方形形状の測定結果のうち、送り速度が 1000mm/min の場合と 5000mm/min の場合について、工具端位置とフィードバック位置の差（工具端誤差）の時間変化を図 5-6(a)および図 5-6 (b)にそれぞれ示す. Line A においては Y 軸の工具端誤差が一定の傾きをもって減少し，Line B においては X 軸の工具端誤差が一定の傾きをもって増加している．工具端誤差とフィードバック位置から，式(5-6)における係数行列 \hat{K}_1 を式(5-5)を用いて求めると，次式の行列が得られる．

$$\hat{K}_1 = \begin{bmatrix} 5.00 \times 10^{-6} & -6.15 \times 10^{-4} \\ 1.17 \times 10^{-4} & -2.25 \times 10^{-5} \end{bmatrix} \quad (5-11)$$

工具端誤差から直角度の成分の推定値を除いた誤差量を図 5-7 に示す．Line B すなわち Y 方向に運動する部分で，振幅 $1 \mu\text{m}$ の変動成分があることがわかる．

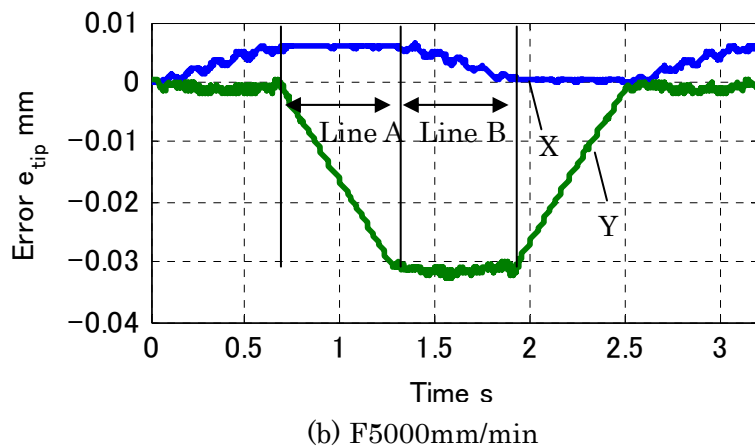
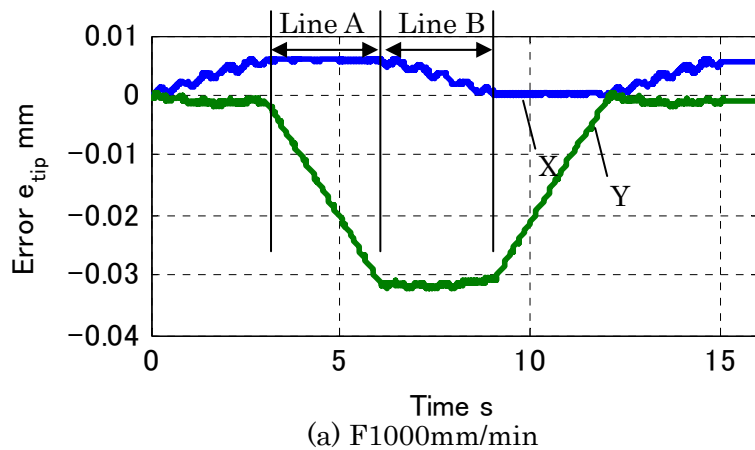
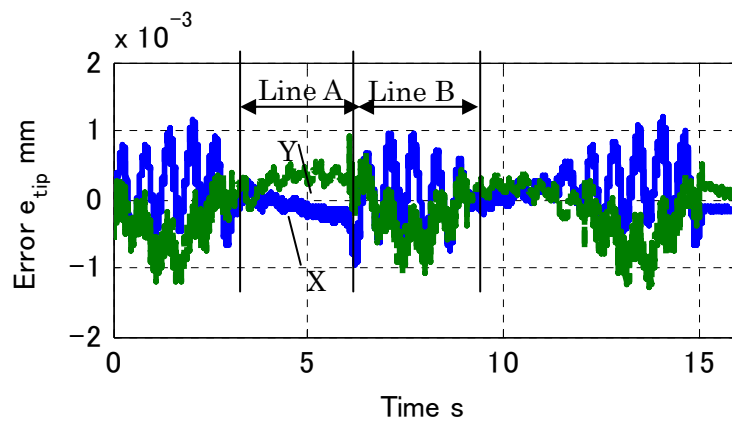
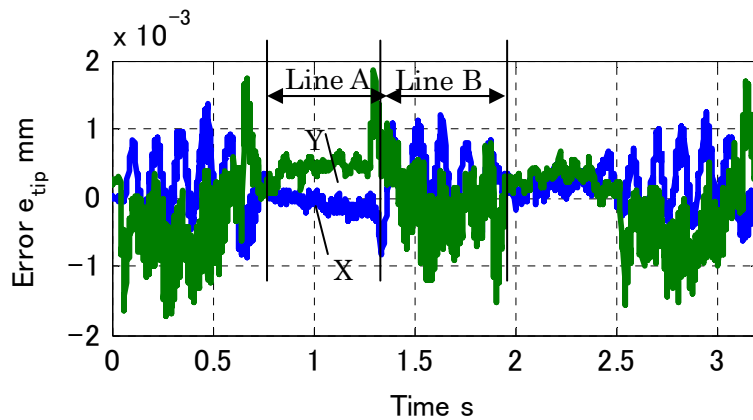


図 5-6 工具端誤差の時間変化



(a) F1000mm/min



(b) F5000mm/min

図 5-7 直角度の成分を除いた後の工具端誤差

また、円弧形状の測定結果について、工具端位置から式(5-6)を用いて求めた直角度の成分の推定値を除いた位置と、フィードバック位置の軌跡を図 5-8 に示す。破線がフィードバック位置、実線が直角度の成分の推定値を除いた工具端位置であるが、両者はほぼ一致している。このことから、工具端位置とフィードバック位置の差を分析することにより、図 5-5 おけるフィードバック位置の軌跡と工具端位置の軌跡との間の差異は、バックラッシュや弾性変形ではなく、直角度が原因で生じているものであることがわかった。

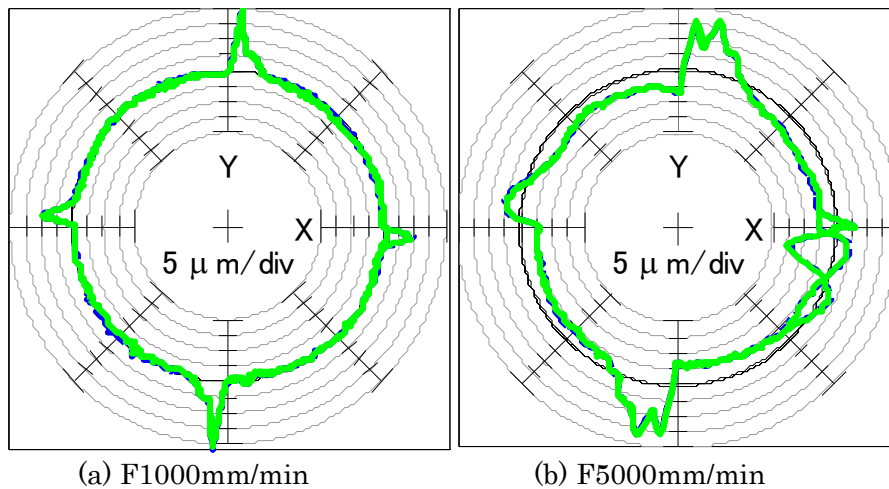


図 5-8 工具端誤差成分を除いた後の円弧軌跡

(2) 真直度およびピッチエラーの成分

図 5-9 は、正方形形状の測定結果について、Y 方向のフィードバック位置と、直角度成分を除いた後の X 方向の工具端誤差の関係をプロットしたグラフである。5 通りの速度の場合について重ねてプロットしているが、ほぼ重なっていることがわかる。

一方、直角度の成分を除いた後の工具端位置について、フィードバック位置との差をとらずに、工具端位置の X 方向の変位と Y 方向の変位を、Line B の区間についてプロットしたグラフを図 5-10 に示す。速度が大きくなるにしたがって、コーナー通過直後のオーバーシュート量が大きくなっているが、これは工具端位置の軌跡にフィードバック位置のオーバーシュートの影響が含まれているためである。したがって、速度が大きい場合には工具端位置単独の測定では真直度の影響を正しく求めることができない。

図 5-9 の各速度における X 方向の誤差データについて、Y 方向を 0.5mm きざみの小区間に分割し、各区間における X 方向工具端誤差の平均値を求めた値を真直度としてプロットすると、図 5-11 のようになる。波長 10mm で振幅約 $1.2\mu\text{m}$ の正弦波状の変動がみられる。ボールねじのリードが 10mm であることから、この変動はボールねじのふれ回りによるものであると考えられる。

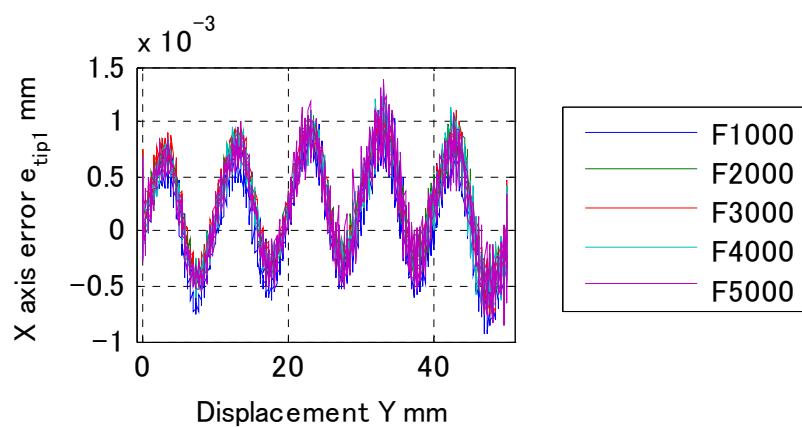


図 5-9 Y 方向の変位に対する X 方向の工具端誤差

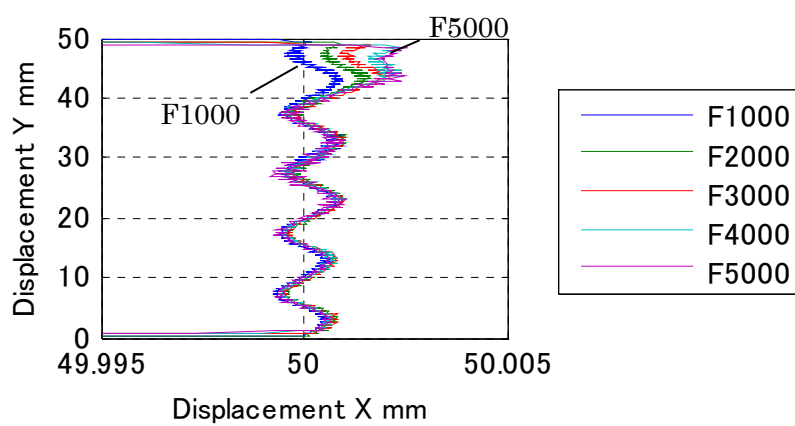


図 5-10 直角度の成分を除いた後の工具端位置の軌跡

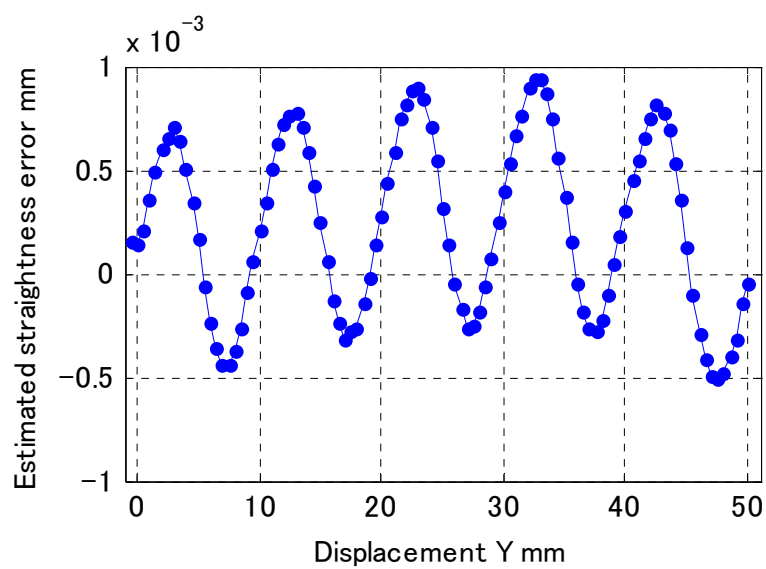


図 5-11 真直度の成分の抽出結果

(3) 動力的な誤差成分の分析

工具端誤差からさらに真直度の成分を除くと、振幅 $0.4\mu\text{m}$ 程度の変動成分が残る。真直度の成分を除いた後の、Line B における X 軸方向の工具端誤差の時間変化を図 5-12 に示す。図 5-12(a)は送り速度が 1000mm/min の場合であり、図 5-12(b)は 5000mm/min の場合である。この変動成分は動力的な誤差機械振動に起因するものと考えられる。

送り速度が 1000mm/min の場合と 5000mm/min の場合のそれぞれについて、直角度および真直度の成分を除いた後の X 軸方向工具端誤差のパワースペクトラムを図 5-13(a)および図 5-13(b)に示す。送り速度に関わらず、 $82\text{Hz} \cdot 150\text{Hz} \cdot 162\text{Hz}$ にピークが現れている。一方、この加工機のモード解析を行ったところ、 $80\text{Hz} \cdot 143\text{Hz} \cdot 165\text{Hz}$ に振動モードが存在することがわかった。工具端運動に含まれる変動成分は、これらの振動モードの影響であると考えられる。

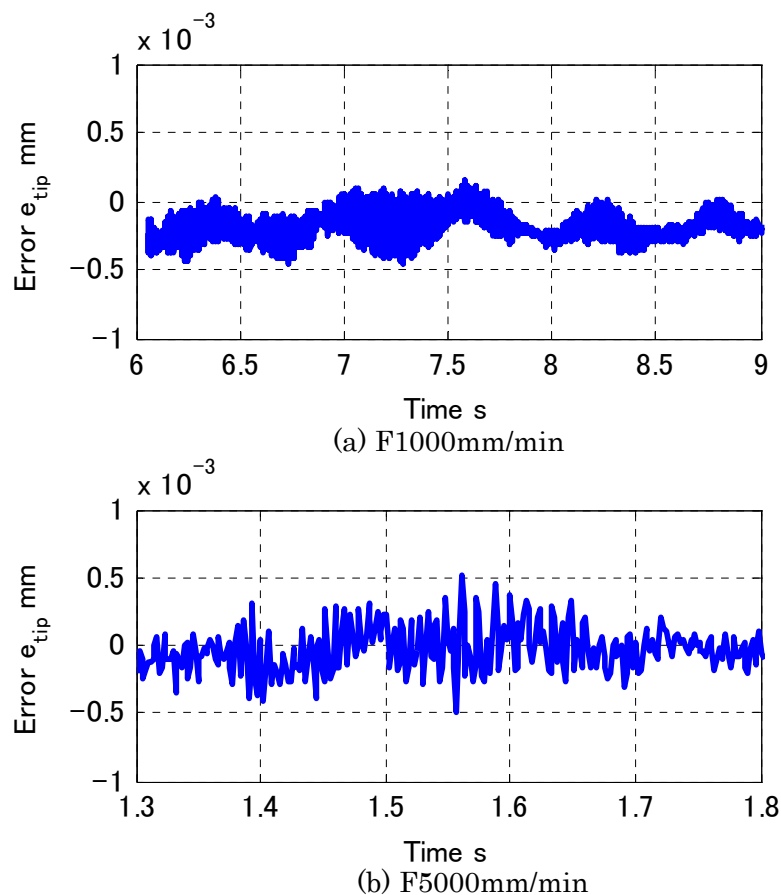
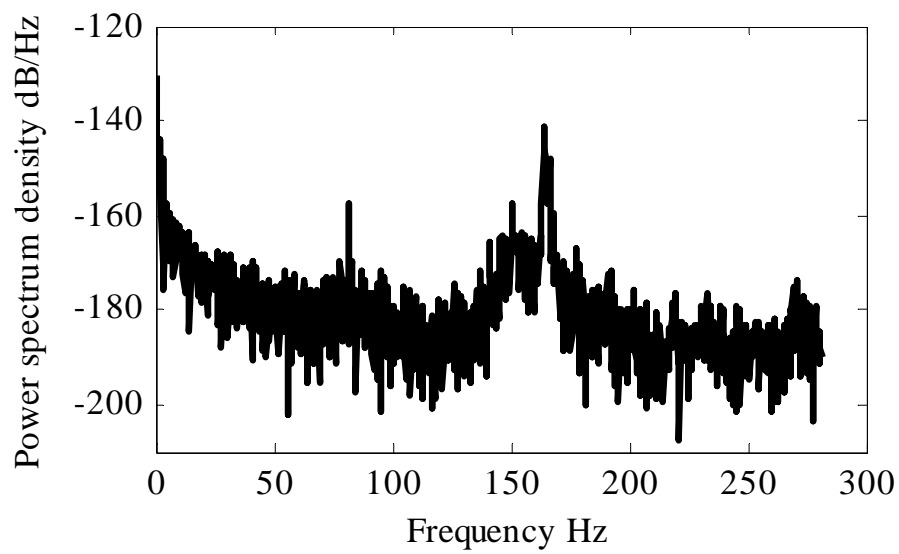
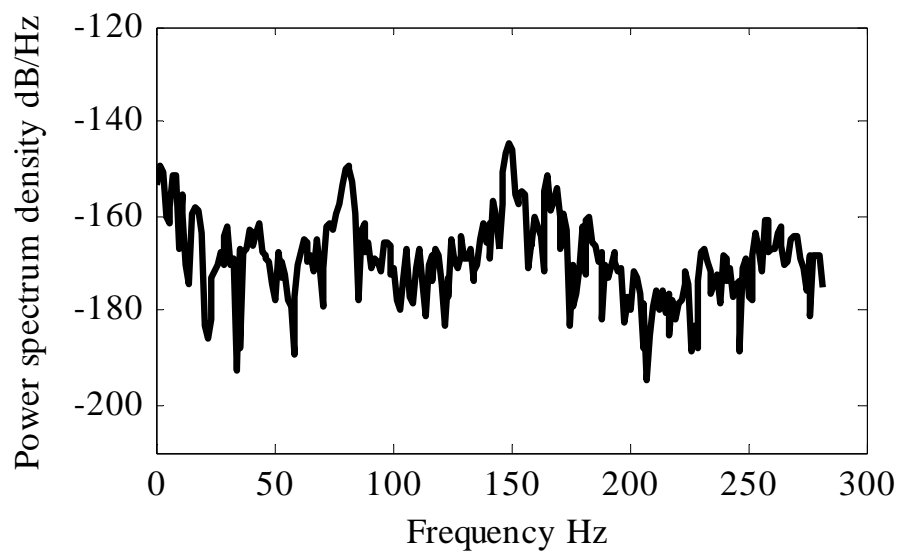


図 5-12 幾何学的誤差成分を除いた後の工具端誤差



(a) F1000mm/min



(b) F5000mm/min

図 5-13 幾何学的誤差成分を除いた後の工具端誤差のパワースペクトラム

5.4. 結論

本章では、フィードバック位置と工具端位置の間に存在する、機械系に起因する誤差要因分析のための、工具端位置の計測手法と誤差の解析手法の提案を行った。得られた結果は以下のとおりである。

- (1) 工具端位置を計測するためのセンサの情報を NC に取り込み, NC 工作機械の指令位置, フィードバック位置, 工具端位置とモータ電流を同期して測定することができるシステムを構築した。
- (2) 工具端位置とフィードバック位置の間の誤差データを、幾何学的な誤差（直角度、真直度、ピッチエラー）とそれ以外の誤差に切り分けるためのアルゴリズムを示した。
- (3) 加工機とグリッドエンコーダーを用いて工具端誤差の計測実験と誤差の分析を行い、提案した測定システムと誤差分析手法を用いることで、加工機の直角度および真直度に由来する成分を切り分けることができることを検証した。
- (4) 真直度の成分を分析した結果、波長約 10mm で振幅約 $1.2\mu\text{m}$ の周期的な変動成分があることがわかった。これはボールねじのリードが 10mm であることから、ボールねじの触れ回りの影響であると考えられる。
- (5) 工具端誤差から幾何学的誤差の成分を除いた後の振幅約 $0.4\mu\text{m}$ の変動成分についてパワースペクトラムの分析を行い、含まれる変動成分の周波数が加工機の振動モードの周波数に概ね合致していることを示した。このことから、幾何学的誤差の以外の工具端誤差の成分として、動力学的な誤差が含まれていることがわかった。

第6章 機械系に起因する幾何学的な誤差の補正

6.1. 緒論

第 5 章で提案した誤差分析手法により，工具端の計測結果から機械系の幾何学的誤差を抽出できるようになった．本章では，抽出した幾何学的誤差を補正して，工具端の運動精度を向上させるための制御手法について検討する．

工具端位置に生じる誤差のうち，直角度や真直度といった機械系に起因する幾何学的な誤差をあらかじめ計測した上で補正を行う方式は，これまでに多くの研究がなされている^{16), 41), 47), 48)}．これらの方式は，工具端位置の計測結果にもとづいて指令位置に対する補正量のテーブルを作成し，そのテーブルを参照して現在の位置における適切な補正量を求め，指令位置に求めた補正量を加算するものである．

従来の補正方式によって指令位置を補正した場合，工具端位置の誤差を打ち消すような補正量を指令位置に加算し，加算した後の指令位置にフィードバック位置が追従するようにサーボ制御を行う．この方法は，位置決めして停止した際の工具端位置の誤差については，効果的に補正を行うことができる．しかしながら，軌跡制御中に位置指令値や機械誤差の補正量が時々刻々変化するような場合には，サーボ系の応答遅れに起因して補正の結果得られる軌跡が指令した軌跡からずれてしまうという問題がある．特にこの問題は送り速度が高い場合やサーボ系の追従性が低い場合など，誤差量の変動周波数に対してサーボ制御系の応答帯域が十分に高くない場合に特に顕著な問題となる．

そこで，本章ではこのようなサーボ系の応答遅れといった動的な要素を考慮した機械誤差の補償方式の検討を行う．具体的には，規範モデルを用いた 2 自由度制御系を拡張してサーボ系の応答遅れを考慮した位置指令の補正を行うことにより，工具端に現れる幾何学的誤差の影響を取り除く手法を提案する．

本章の構成は以下のとおりである．6.2 節では，幾何学的な誤差の補償アルゴリズムについて述べる．次に 6.3 節で誤差補償のための制御系設計を行う．さらに提案手法の数値シミュレーションによる検証結果を 6.4 節で述べる．さらに，実機を用いた実験による提案手法の有効性検証結果について 6.5 節で述べる．そして，6.6 節で本章のまとめを述べる．

6.2. 幾何学的誤差の補償アルゴリズム

6.2.1. 幾何学的誤差のモデル化

工具端の運動誤差は、5.2 節で述べたように、幾何学的な誤差である直角度の成分および真直度の成分と、それ以外の動力的な誤差の成分に分類する．直角度の成分は式(5-6)で、真直度の成分は式(5-9)でそれぞれ表現する．そして、第 5 章で述べた手法により、計測した工具端位置とフィードバック位置から、幾何学的な誤差の成分を抽出することができる．抽出した誤差成分は、次式により表すことができる．

$$\hat{\mathbf{e}}_{geo}(t) = \hat{\mathbf{e}}_1 + \hat{\mathbf{e}}_2 = \hat{\mathbf{K}}_1^T \mathbf{x}_{fb}(t) + \begin{bmatrix} \hat{f}_{11}(\mathbf{x}_{fb1}) + \hat{f}_{21}(\mathbf{x}_{fb2}) \\ \hat{f}_{12}(\mathbf{x}_{fb1}) + \hat{f}_{22}(\mathbf{x}_{fb2}) \end{bmatrix} \quad (6-1)$$

5.3 節で行った検証実験で用いた加工機の場合、幾何学的な誤差の成分が振幅 $1.2 \mu\text{m}$ の変動成分であり、それ以外の誤差の成分は振幅 $0.4 \mu\text{m}$ の変動成分であった．工具端位置の誤差に占める幾何学的な誤差の割合の方がそれ以外の誤差成分の割合よりも大きいので、幾何学的な誤差の成分を抑制することができれば、工具端位置の運動精度を向上させることができると予想される．よって、以下では式(6-1)に示す幾何学的な誤差の補正方式について検討を行う．

6.2.2. 補償指令の生成方式

工具端位置の運動誤差のうち、前節で抽出した幾何学的な誤差成分は位置に依存して決まるため、従来から行われているように、機械誤差を打ち消すような補正量を位置指令に加算することにより工具端位置に現れる誤差を補償することを考える．

i 番目の軸(参照軸)上に複数の参照点を設定し、その k 番目の参照点の位置を $x_{i,k}$ とする．フィードバック位置が i 番目の参照点の位置にある場合、 j 番目の軸の方向に $p_{k,j}$ の補正量を与える．このときの補正量 $p_{k,j}$ は以下のように設定する．

$$p_{k,j} = -\hat{k}_{1,(i,j)} x_{i,k} - \hat{f}_{ij}(x_{i,k}) \quad (6-2)$$

6.2.3. サーボ系応答を考慮した誤差補償方式

フィードバック位置を補正後の指令軌跡に追従させることができれば、工具端位置の軌跡を補正前の指令軌跡（すなわち理想的な軌跡）に追従させることができる．サーボ制御系の位置指令値 $\mathbf{x}_{ref}(t)$ からフィードバック位置までの伝達関数を $G_r(s)$ とおき、補正量 $\mathbf{x}_{comp}(t)$ からフィードバック位置までの伝達関数を $G_c(s)$ とおくと、フィードバック位置の応答は次式で表される．

$$X_{fb}(s) = G_r(s)X_{ref}(s) + G_c(s)X_{comp}(s) \quad (6-3)$$

ここに、 $X_{ref}(s)$ 、 $X_{comp}(s)$ 、 $X_{fb}(s)$ は、それぞれ $x_{ref}(t)$ 、 $x_{comp}(t)$ 、 $x_{fb}(t)$ のラプラス変換である。

位置に依存する誤差が位置の変化に応じて周期的に変動するような場合、位置指令値にくらべて高い周波数成分の指令が補正量に含まれることになる。通常のサーボ制御系は高い周波数領域ではゲインが下がり位相が遅れるため、従来のように位置指令値と補正量を加算した位置に追従させる方式、すなわち $G_r(s)$ と $G_c(s)$ が等しいような場合においては、補正量に対する応答性が下がり、結果としてフィードバック位置が補正後の位置指令値に追従しなくなり、工具端の軌跡が指令軌跡に追従しなくなる。そこで、位置指令値に対する追従性と、補正量に対する応答性を独立に設計できるような制御系を用いて、それぞれの応答性を最適に設定することにより、機械誤差を補償する。

6.3. 制御系設計

位置指令値に対する応答性と、補正量に対する応答性を独立に設定できるような制御系として、規範モデルを用いた2自由度制御系を拡張した制御系を設計する。提案する制御系の構成を図6-1に示す。この制御系では、指令値に対する応答性は規範モデルの特性によって決まる。提案する制御系では、フィードフォワード制御部に位置指令値のための規範モデル（伝達関数 $G_r(s)$ ）と、補正量のための規範モデル（同 $G_c(s)$ ）を配置し、両者の和を用いてフィードバック制御部への入力を演算する。

また、図6-1において、 τ_m はモータトルクを表す。機械系は、ノミナルな剛体モデル（イナーシャ J ）に対して外乱トルク τ_{dis} と工具端誤差 e_t が加わる形でモデル化している。フィードバック制御部は位置制御器 $C_p(s)$ と速度制御器 $C_v(s)$ をもつ。提案する制御系では、外乱トルクからフィードバック位置までの応答特性は位置制御器および速度制御器のパラメータで決定され、位置指令値からフィードバック位置までの応答特性は $G_r(s)$ で、補正量からフィードバック位置までの応答特性は $G_c(s)$ で決定されるといったようにそれぞれの応答を独立して設計することが可能となる。

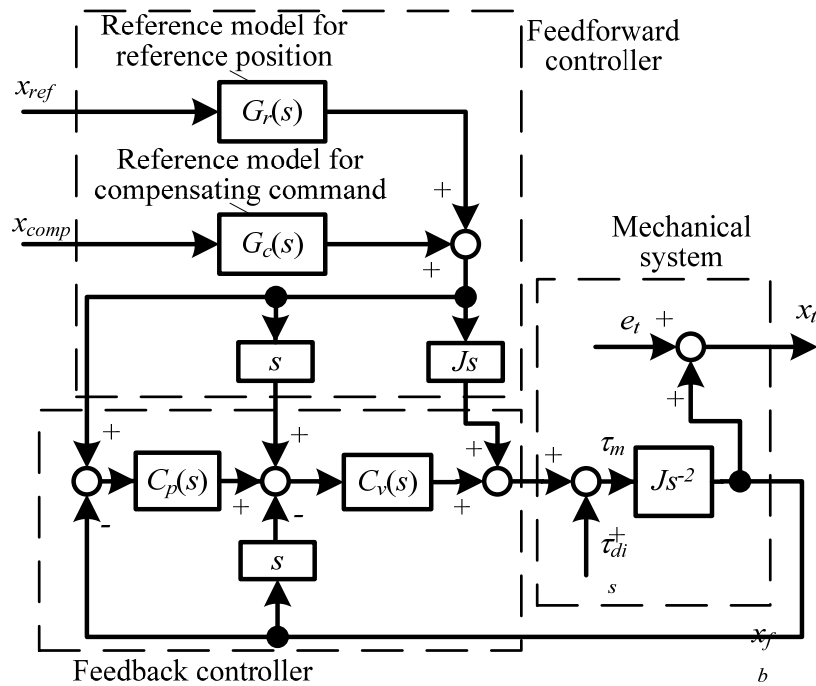


図 6-1 補正量のための規範モデルを付加した制御系のブロック図

6.4. 数値シミュレーション

提案する制御系の有効性を検証するために、機械誤差補償を行った場合のフィードバック位置および工具端位置の軌跡を数値シミュレーションにより評価した。機械誤差のモデルは、ボールねじ駆動の加工機の工具端位置の測定結果に基づいて構築した。このモデルでは、X 軸方向の工具端誤差が Y 軸の位置に依存して周期的に変動する。従来手法では工具端誤差の逆符号の補正量を位置指令に加算するものとし、規範モデル $G_r(s)$ の応答ゲインは 30rad/s とした。また、提案手法における位置指令のための規範モデル $G_r(s)$ の応答ゲインは 30rad/s とし、補正量のための規範モデル $G_c(s)$ の応答ゲインは $G_r(s)$ の応答に対して十分高い 200rad/s と設定した。また、指令軌跡は Y 方向に送り速度は 5m/min で 50mm 移動する軌跡とした。

補正を行わない場合の指令軌跡と工具端軌跡を図 6-2 に示す。細い実線は指令軌跡であり直線状であるが、工具端軌跡は真直度の影響により X 方向に周期的に変化する。図 6-3 は補正量を直接位置指令に加算する従来手法を用いた場合の結果であり、図 6-4 は提案手法を用いた場合の結果である。図 6-3(a)および図 6-4(a)において、細い実線は指令軌跡、太い破線は補正後の位置指令軌跡、太い実線はフィードバック位置の軌跡である。また、図 6-3 (b)および図 6-4(b)において、細い実線は指令軌跡、太い実線は工具端軌跡である。

従来手法では補正後の位置指令軌跡に対してフィードバック位置が十分応答しておらず，結果として工具端位置に $\pm 0.3 \mu\text{m}$ 程度の軌跡誤差が生じている．一方，提案手法では，フィードバック位置が補正後の位置指令軌跡に追従するようになり，工具端位置に生じる軌跡誤差が $\pm 0.05 \mu\text{m}$ 程度に抑制されている．

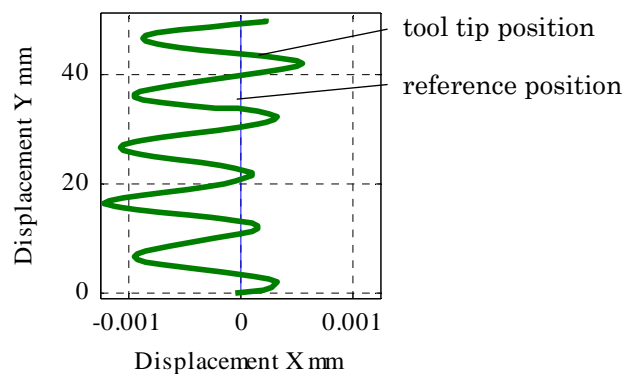


図 6-2 幾何学的誤差の補正を行わない場合の工具端軌跡シミュレーション結果

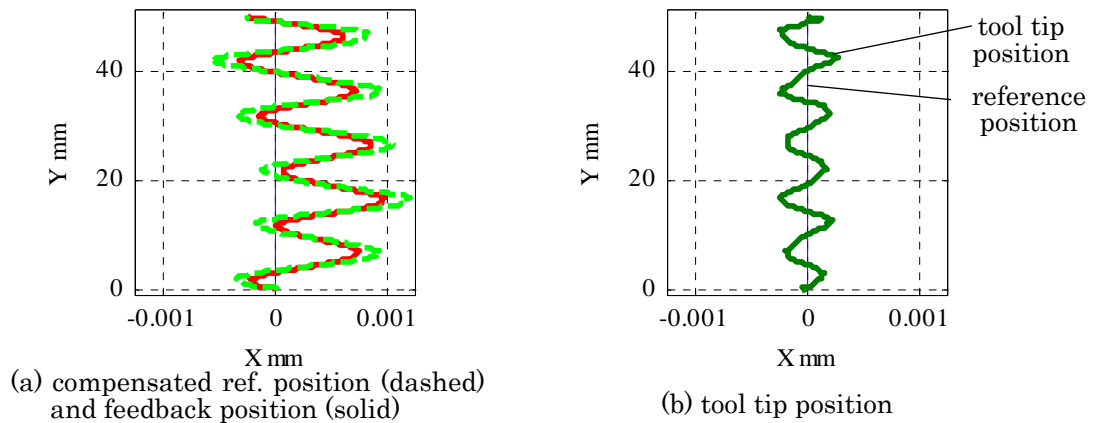


図 6-3 幾何学的誤差補正シミュレーション結果 (従来手法)

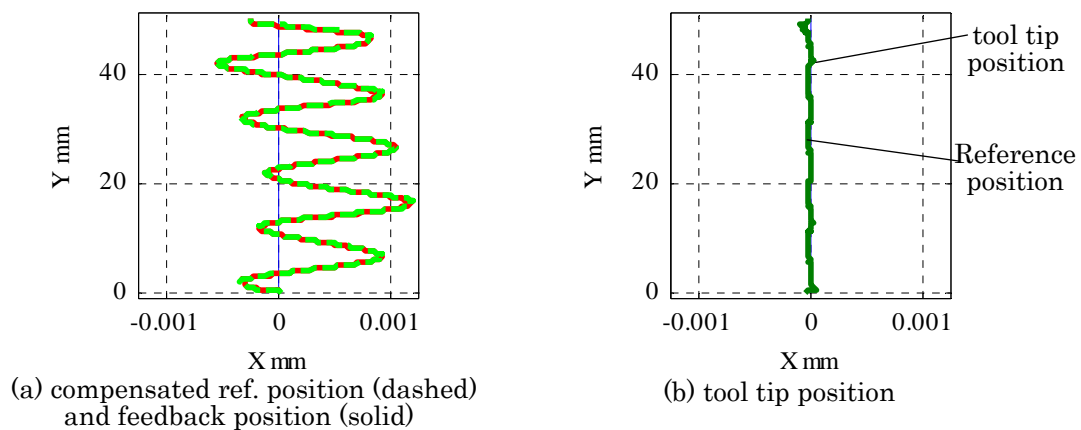


図 6-4 幾何学的誤差補正シミュレーション結果 (従来手法)

6.5. 実験

6.5.1. 実験装置の構成

提案方式の有効性を検証するため、実験を行った。実験には、4.4 節および 5.3 節での実機検証に用いたものと同じ加工機を用いた。その概観は図 4-7 にてすでに示している。ただし、本章における実験では、加工機の送り駆動系として、X 軸にはリニアモータ、Y 軸にはボールねじが用いられている。本章の実験では、Y 軸を駆動したときの X 軸方向の真直度および真直度の影響を X 軸の補正量によって補正することを試みた。本章で用いた加工機の主な仕様を表 6-1 に示す。

表 6-1 幾何学的誤差補正に用いた加工機の諸元

Axis	X	Y
Travel	230mm	220mm
Drive type	Linear motor	Ball screw
Lead of ball screw	10 mm	
Guide way	Air	Linear (ball)
Control type	Full closed	
Control resolution	1 nm	
Feedback resolution	1 nm	

各軸のフィードバック位置は、リニアスケールを用いて検出する。また、工具端位置の計測については、5.3 節の実験と同様にハイデンハイン製のグリッドエンコーダーPP201(分解能 1nm)を用いて行った。指令軌跡は Y 方向に送り速度は 1m/min で 50mm 移動する軌跡とした。

真直度・直角度の補償方式については、以下の 3 つの場合について比較した。

(1) 補正を行わない場合

$x_{comp} = 0$ として、幾何学的誤差の補正量を加算せずにサーボ制御を行った。規範モデル $G_r(s)$ の応答ゲインは 30rad/s とした。

(2) 従来の補正を行った場合

補正を行わなかった場合の工具端軌跡測定結果にもとづいて式(6-2)の補正パラメータを設定し、あらかじめ指令位置 x_{ref} に補正量 x_{comp} を加算した。規範モデル $G_r(s)$ の応答ゲインは 30rad/s とした。

(3) 提案する補正を行った場合

位置指令と補正量の応答性を個別に設定する。規範モデル $G_r(s)$ の応答ゲインは 30rad/s とし、提案手法における補正量のための規範モデル $G_c(s)$ の応答ゲインは $G_r(s)$ の応答に対して十分高い 200rad/s と設定した。

6.5.2. 実験結果

真直度および直角度の補正を行わなかった場合の指令位置の軌跡と工具端位置の軌跡を図 6-5 に示す。直線状の指令軌跡に対し、工具端位置の軌跡は直角度の成分と波長 10mm の周期的な真直度の成分により指令直線に対して $2\mu\text{m}$ 以上の誤差を有していることがわかる。

従来の補正方式を用いた場合の軌跡を

図 6-6 に示す。

図 6-6(a)において、細い実線は指令軌跡、太い破線は補正量加算後の位置指令であり、工具端に発生する誤差を打ち消すように補正量が加算されている。また、太い実線はフィードバック位置であり、補正後の位置指令に概ね追従しているが、従来の補正方式ではサーボ系の応答遅れは考慮されないため、X 軸サーボ系の応答遅れの影響で追従誤差が生じている。その結果、

図 6-6(b)に太い実線で示す工具端軌跡においては、直角度は補正できているものの周期的な誤差成分が残るため、 $0.9\mu\text{m}$ の真直度による誤差が生じている。

また，提案する補正方式を用いた場合の軌跡を図 6-7 に示す．図 6-7 (a)の細い実線は指令軌跡，太い破線は補正量加算後の位置指令軌跡，太い実線はフィードバック軌跡であり，図 6-7 (b)の細い実線は指令軌跡，太い実線は工具端軌跡を示している．サーボ系の応答遅れを考慮して補正量を加算しているため，補正量加算後の位置指令に対するフィードバック位置の追従誤差が小さくなり，結果として工具端軌跡の真直度が $0.5\mu\text{m}$ と従来補正方式に比べて約 1/2 となっている．なお，提案方式においても高い周波数の擾乱成分が残っているが，これは機械振動に起因するものと考えられ，その補正方式は今後の研究課題である．

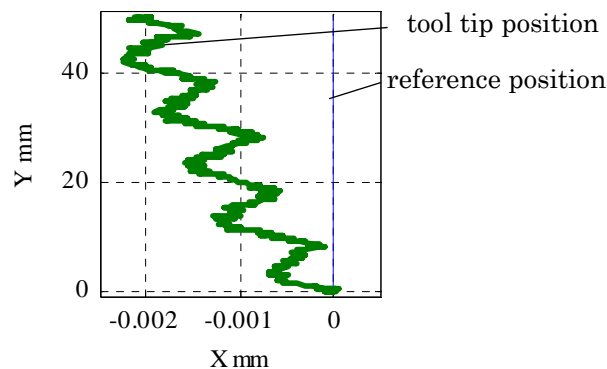


図 6-5 幾何学的誤差補正を行わない場合の工具端軌跡測定結果

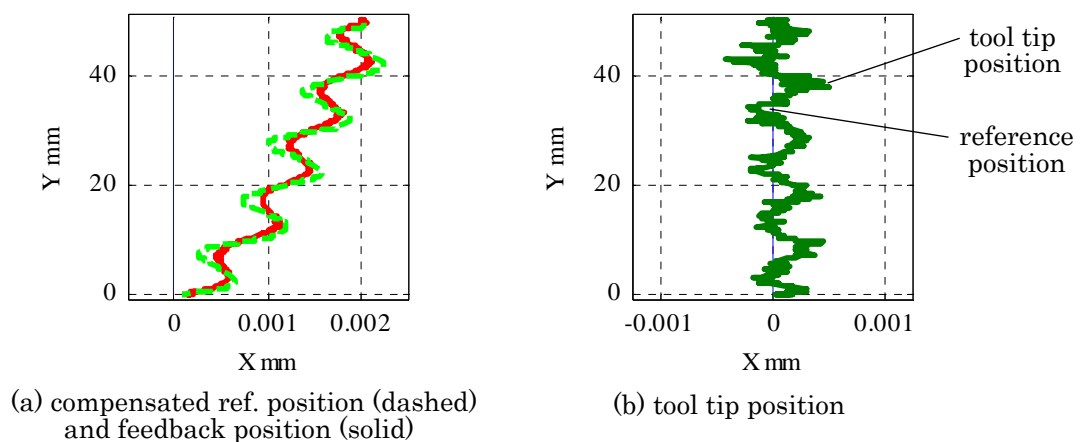


図 6-6 幾何学的誤差補正を行った場合の工具端軌跡測定結果（従来手法）

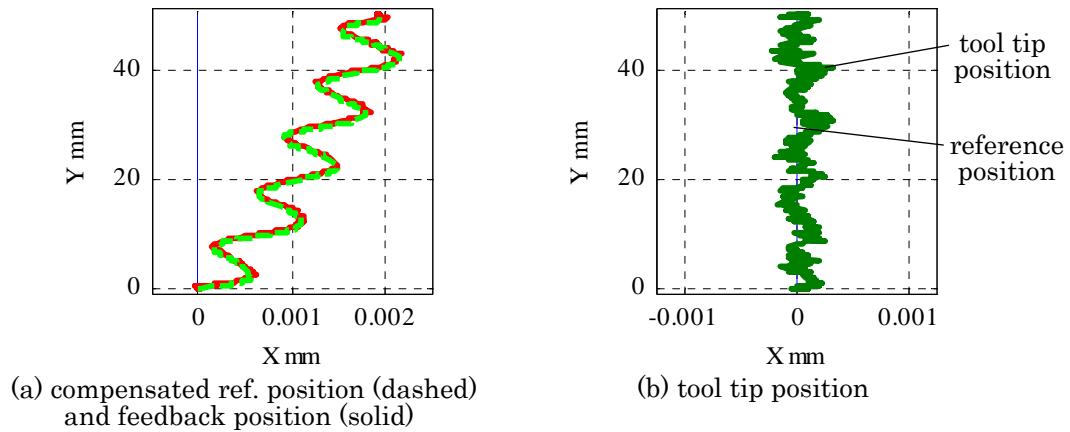


図 6-7 幾何学的誤差補正を行った場合の工具端軌跡測定結果（提案手法）

6.6. 結論

本章では、工具端位置の運動誤差のうち、真直度や直角度といった幾何学的な誤差に対する誤差補正方式の提案とその評価を行った。本章の結論は以下のとおりである。

- (1) 工具端運動の計測結果を利用して幾何学的誤差の抽出した結果にもとづいて、指令位置に加算する補正量を決定する方式を提案した。
- (2) 幾何学的な誤差が位置に応じて周期的に変化する場合でも軸移動中の工具端の運動誤差を抑制するための方式として、位置指令値に対する規範モデルと、誤差補正量に対する規範モデルを別個に有する規範モデルを用いた 2 自由度制御系を提案した。
- (3) ボールねじの触れ回りに起因する周期的な工具端誤差の変動があるケースにおいて、提案する方式の有効性を数値シミュレーションと実験により検証した。提案手法を用いない従来の補正方式の場合には真直度が $0.9\mu\text{m}$ であったのに対し、提案手法を用いた場合には真直度が $0.5\mu\text{m}$ となって、工具端の運動誤差が約 1/2 に抑制できることを示した。

第7章 高速輪郭運動制御のケーススタディ

7.1. 緒論

第2章から第6章までの各章において、高精密加工機に要求されるサブマイクロメートルオーダーの輪郭運動精度を1000mm/min以上の高速な条件において実現するための誤差要因分析と制御手法の提案を行ってきた。第2章においてサブマイクロメートルオーダーの輪郭運動精度実現を阻害する誤差要因を制御系に起因するものと機械系に起因するものとに分類し、それぞれの誤差について従来の制御アプローチの問題点を示した。続いて、第3章では各種誤差要因を抑制して要求される輪郭運動精度を達成するための制御系のプラットフォームとして、規範モデルを用いたフィードフォワード制御方式を提案し、その制御特性の検証を行った。そして、第4章において制御系に起因する誤差の分析と補正手法の検証を行い、第5章および第6章において機械系に起因する誤差の分析と補正方式を検証した。第3章から第6章までの各章における検証は、従来手法に対する個々の提案手法の優位性のベンチマークという観点から、実験用のテストスタンドを用いて実施した。これに対し、本章では、汎用のNC工作機械に提案する制御手法を適用することで、要求される高速輪郭運動制御を実現できるかどうかを検証するためのケーススタディを行う。

一般的な汎用高精度マシニングセンタの輪郭運動精度は $1\mu\text{m}$ のオーダーであるが、高精密加工機ではその一桁上の精度である $0.1\mu\text{m}$ オーダーの輪郭運動精度が要求される。また、汎用高精度マシニングセンタに劣らない加工能率を実現するため、高速性も求められる。しかしながら、 $1\mu\text{m}$ 以下の精度領域では、機械の構成要素の不正確さ、動的な変形や、軸送り系の応答遅れなどの影響を排除することが難しく、高速輪郭運動制御の実現は容易ではない。

このような問題を解決して高速輪郭運動制御を実現するためには、制御のしやすさを考慮した機械系の設計も重要となる。幾何学的な誤差のモデル化と補正制御を容易に行うためには、機械系の再現性の高さが求められる。また、制御の応答性向上を考えた場合、機械系の剛性が高い方が有利である。したがって、再現性が高くかつ高剛性な機構を採用したNC工作機械を開発し、開発した機械に提案した制御系を実装して高速輪郭運動制御の検証を行う。

以下、7.2節で開発した機械の概要について述べ、7.3節でリニアモータ駆動機とボールねじ駆動機の比較を行う。さらに、工具端位置の同時計測システムを用いた、幾何学的誤

差および弾性変形に起因する動力学的誤差の計測と補正の結果を 7.4 節と 7.5 節にそれぞれ示す。最後に、7.6 節で本章の結論を述べる。

7.2. 開発した機械の概要

7.2.1. 高精密加工機の設計方針

サブマイクロメートルオーダーの高速輪郭運動制御の実現のためには、アクチュエータや案内、位置検出器といった送り機構の設計が重要である。特に、制御によって送り機構の運動誤差を高精度に補正することを考えた場合、機構要素に起因する誤差が小さく、かつその再現性が高いことが求められる。 $1\mu\text{m}$ 以下の高い運動精度を実現するために必要な駆動系構成要素については、空気静圧送りねじの研究⁴⁹⁾やリニアモータ駆動超精密加工機の開発^{50),51)}など、多くの研究や開発の事例がある。

高精密加工機の場合、超精密加工機よりも高い送り速度と高加速度での加減速が必要となる。そのような高精密加工機の送り機構において、運動の再現性を高める上で特に重要となるのは案内面の設計である。通常、超精密加工機では、有限軌道型ころがり案内¹⁾や茎静圧案内⁵⁰⁾が用いられる。しかし、これらの案内は剛性が低いため、高速・高加速度運動時には姿勢を安定に保つことが難しい。姿勢を安定に保つためには剛性が必要であり、その剛性の高さという観点では無限軌道型ころがり案内が有利であるが、この無限軌道型ころがり案内は、球が循環する際にころがり案内に作用する負荷が変化し、ウェービングという真直誤差を発生する。ウェービングは短い時間領域においては再現する誤差であるが、球がすべるとその誤差の位置依存性が失われて、再現性が低くなり、その結果補正が困難となる。そこで、本研究では、球直径を小さくして負荷率の変化を抑制し、条数を増やして剛性を高めたころがり案内を採用する⁵³⁾。軌道（レール）の取り付けベースの真直性や機械加工誤差も運動精度に影響を及ぼすため、これらについてもサブマイクロメートルオーダーの真直性や機械加工精度が得られるように製作する。

アクチュエータとしては、リニアモータを用いたものと、回転型サーボモータとボールねじを用いたものが代表的であり、それぞれ長所と短所を有する⁵²⁾。以下、前者をリニアモータ送り系、後者をボールねじ送り系と呼ぶ。リニアモータ送り系は接触要素がないため、高速化や動きの滑らかさの点では有利であるが、減速機構を持たないため外乱の影響を受けやすいという問題点がある。一方、ボールねじ送り系は、外乱の影響は受けにくいものの、ボールねじの接触による摩擦の影響や、高速回転時のボールねじの変形やふれ回りといった問題点がある。

さらに、位置検出器については、高分解能のリニアスケールを用いてフルクローズドフィードバック制御を行う。サブマイクロメートルオーダーの運動精度を得るために、停止時の位置決め精度は 1 桁小さい精度である 10nm 程度となるように設計する。サーボ制御系の量子化の悪影響を避けるため、リニアスケールの分解能は位置決め精度の 1/100 程度とする。

以上の考え方のもとに、本ケーススタディでは、リニアモータ送り系を有する機械 A とボールねじ送り系を有する機械 B をそれぞれ開発した。案内は転がり案内とし、位置検出器は分解能 100pm のリニアスケールを用いた⁵⁴⁾。また、機械のストロークは機械 A、機械 B ともに X 軸 150mm、Y 軸 150mm、Z 軸 100mm とした。これは、汎用 NC マシニングセンタの一般的なストローク (500mm 程度) より小さいものの、超精密加工機の一般的なストローク (数十 mm 程度) より大きく、高精密な部品や金型に幅広く対応できる仕様である。さらに、最大送り速度は 10m/min として設計した。

7.2.2. リニアモータ送り機（機械 A）の概要

機械 A の概観図を図 7-1 に示す。機械 A には、アクチュエータとして定格推力 400N のコアレスリニアモータを使用した。コアレスタイプのリニアモータは、コア付きタイプに比べて推力は劣るものの、推力リップルが小さいため送り時の速度むらを低減でき、高精密加工用途に適している。

また、鉛直方向の軸である Z 軸は定常的に重力を相殺する推力を与えることが必要であるが、減速機構をもたないリニアモータ駆動方式の場合、この推力をモータから供給しようとするともータに大電流を流し続けることになり、モータが過熱してしまう。そこで、重力を相殺するためのガスバランサが装備されている。

7.2.3. ボールねじ送り機（機械 B）の概要

機械 B の概観図を図 7-2 に示す。機械 B には、ナット駆動型のボールねじを中空サーボモータで駆動する方式を採用した。通常のボールねじでは、ねじを回転駆動することでナットが並進運動を行うが、ナット駆動型の場合、ナットを回転駆動することでねじが並進運動を行う。これにより、ボールねじが高速回転する際に生じるふれまわりが生じなくなり、運動精度の向上に寄与する。

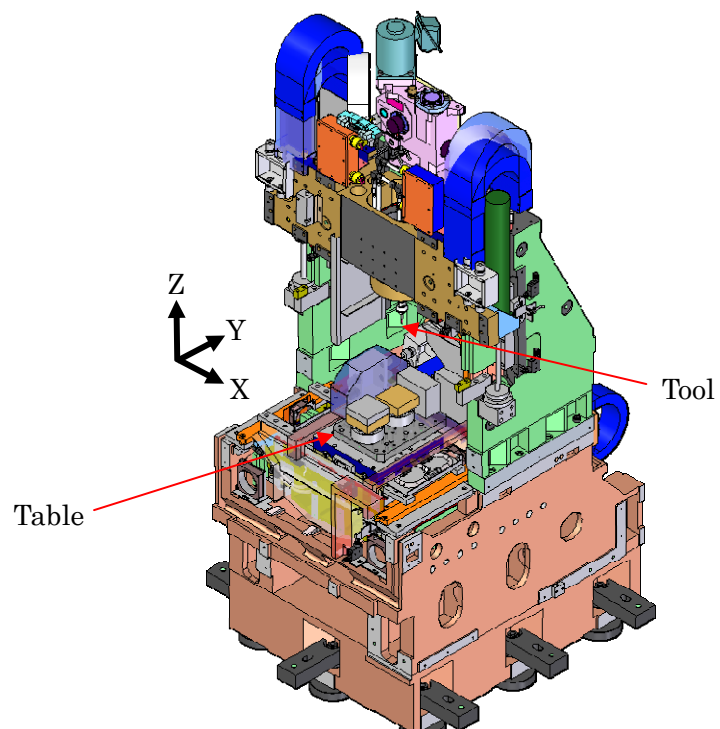


図 7-1 機械 A(リニアモータ駆動)の概観図

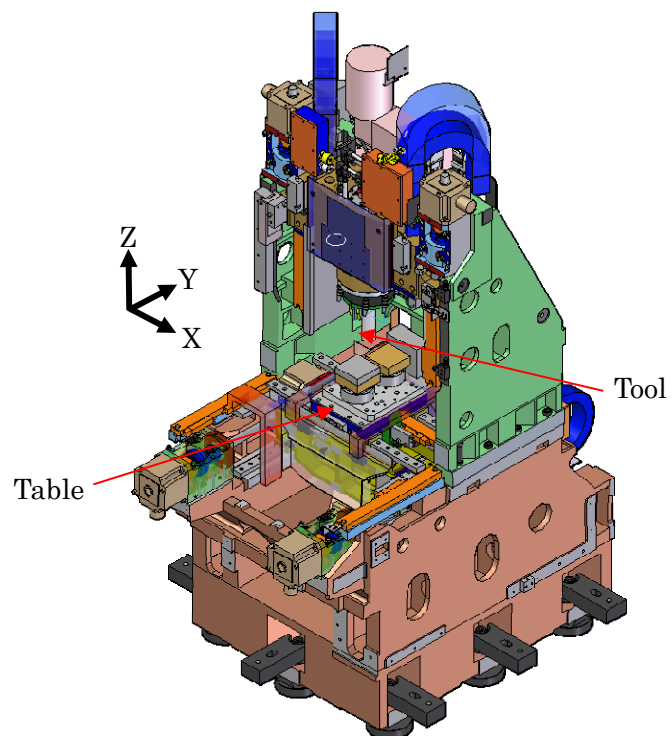


図 7-2 機械 B(ボールねじ駆動)の概観図

7.3. 開発した機械の精度評価

7.3.1. 円弧指令時の軌跡精度

機械 A と機械 B それぞれについての円弧指令時の軌跡測定結果を図 7-3 に示す. 測定は, 工具端位置をグリッドエンコーダーで測定するとともに, リニアスケールからのフィードバック位置をサンプリングすることによって行った. また, 送り速度は 5000mm/min (0.083m/s), 半径は 20mm とした. これは, 円弧角周波数 4rad/s , 法線方向加速度 0.35m/s^2 に相当する. なお, 図 7-3 は軌跡を半径方向に拡大してプロットしており, 半径方向の 1 目盛りは $0.5\mu\text{m}$ である.

機械 A は工具端位置とフィードバック位置との間に約 $0.7\mu\text{m}$ の半径差がみられるが, これはグリッドエンコーダーの取付治具の弾性変形によるものである. 工具端位置・フィードバック位置ともに, 象限突起部分を除く定常状態での半径変動については, 機械 A は約 $0.5\mu\text{m}$ 以下であるのに対し, 機械 B は $1\mu\text{m}$ の振幅の不規則な変動成分がみられる. また, 機械 A は象限突起がほとんどみられないのに対し, 機械 B では $1\mu\text{m}$ の突起が生じている. 機械 B の象限突起量は, 測定を繰り返すと $\pm 0.5\mu\text{m}$ 程度の範囲内ではらつきが見られた.

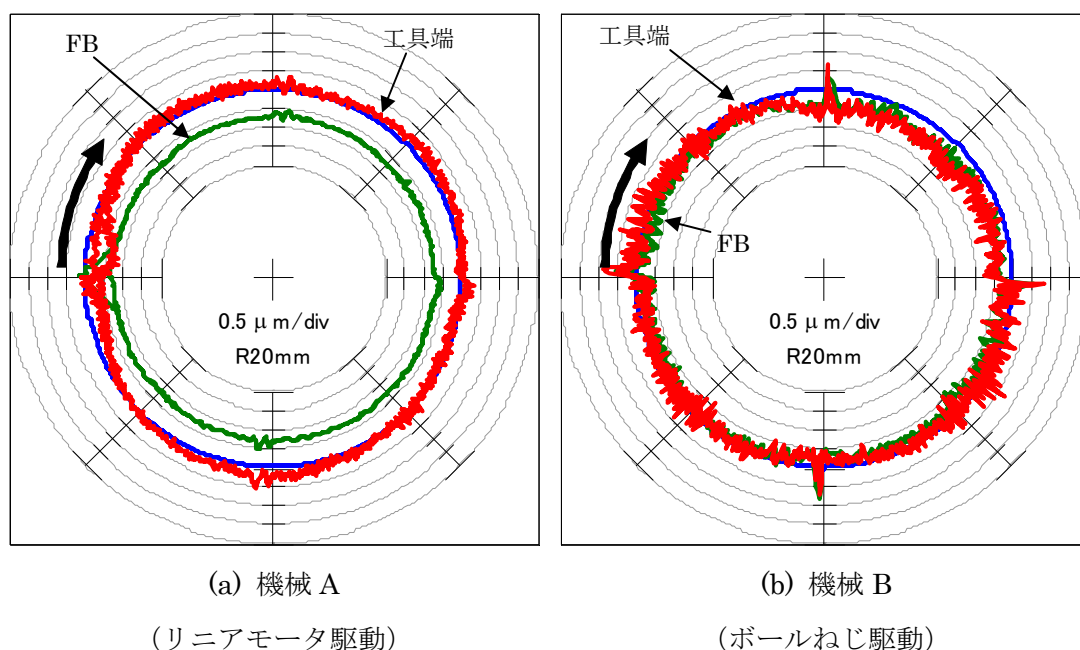


図 7-3 円弧軌跡精度の比較 (F5000mm/min, R20mm)

7.3.2. 輪郭運動制御特性評価

円弧指令時の輪郭運動精度は、ボールねじ駆動の機械 B の $1\mu\text{m}$ に対し、リニアモータ駆動の機械 A は $0.5\mu\text{m}$ であった。また、ボールねじ駆動の場合は指令位置とフィードバック位置の間の偏差である位置偏差にマイクロメートルオーダーの不規則な変動成分がみられ、サブマイクロメートルオーダーの再現性は得られない結果であった。ボールねじの場合はリニアガイドと同様に球がボールねじのねじとナットの間を循環する構造であり、このことが不規則な誤差の変動成分を生じる要因となっていると考えられる。

したがって、サブマイクロメートルオーダーの運動精度を目指す場合は、リニアモータ駆動の方が有利であるといえる。以降では、機械 A についての幾何学的誤差の補正実験を行うとともに、より高加速度な条件における工具端の輪郭運動誤差の補正実験を行う。

7.4. 幾何学的誤差の補正実験

7.4.1. 実験条件

第 5 章において提案した幾何学的誤差の分析手法を機械 A に適用して、幾何学的誤差の補正実験を行った。

補正実験に用いた実験装置の構成を図 7-4 に示す。この図において、 x_{fb} はフィードバック位置、 x_t は工具端位置を表す。本システムでは、フィードバック位置はリニアスケールで検出し、工具端位置はグリッドエンコーダー（交差格子スケール）⁴⁶⁾を用いて計測する。グリッドエンコーダーのプレートの面が機械の XY 平面に平行になるように取り付けて、XY 平面内における工具端の位置を計測するセットアップとした。

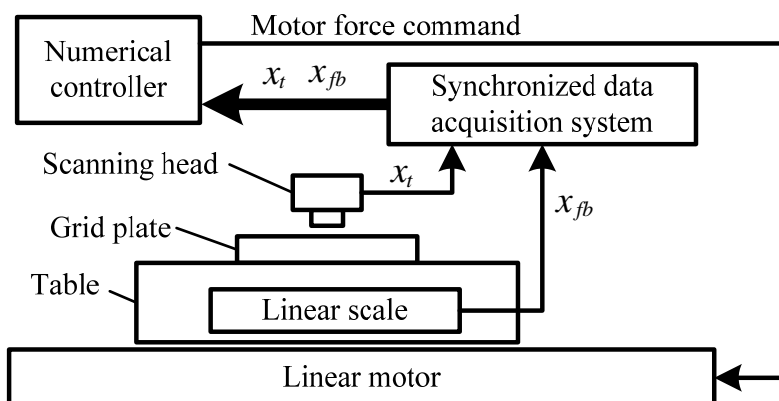


図 7-4 幾何学的誤差の補正実験における実験装置構成

指令形状は図 7-5 に示すような、XY 平面の一辺の長さが 50mm の正方形形状とし、右回りと左回りの指令を両方行い、それぞれの場合についてのフィードバック軌跡と工具端軌跡を測定した。送り速度は送り速度 1m/min(0.017m/s)とした。

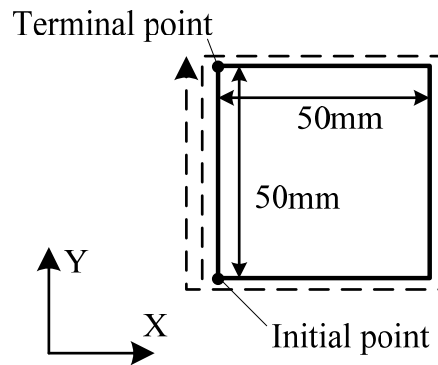


図 7-5 幾何学的誤差補正実験の指令形状

7.4.2. 幾何学的誤差の計測と補正

幾何学的誤差の補正を行わない場合の測定結果を図 7-6 に示す。この図では、X 方向に直線移動する場合の Y 軸方向の誤差を評価するため、Y 軸方向に拡大している。また、右回りと左回りの両方の軌跡を重ねてプロットしている。幾何学的誤差の補正を行わない場合には、フィードバック軌跡は指令軌跡の直線に対して誤差 $0.1\mu\text{m}$ 以内で追従しているが、工具端軌跡は移動方向と垂直な方向(Y 軸方向)に、最大で $0.4\mu\text{m}$ の輪郭運動誤差が生じている。この誤差パターンは移動方向が変わってもほぼ同じであり、送り速度を変えても同一のパターンとなっていた。これは機械の幾何学的な誤差（ガイドのゆがみやスケールの取付け誤差）に起因するものである。

工具端軌跡の幾何学的な誤差を補正するために、X 軸を 10mm 間隔に分割し、分割した各点における工具端誤差を打ち消すような補正量を Y 軸方向の指令に加算する。X 軸の分割点の間の工具端誤差の補正量については、前後の分割点における工具端誤差の補正量を内挿することによって求める。幾何学的誤差の補正を行った場合に測定結果を図 7-7 に示す。工具端に生じる軌跡誤差を打ち消すようにフィードバック位置が動き、その結果として工具端軌跡の輪郭運動誤差は約 $0.1\mu\text{m}$ に抑制されていることがわかる。

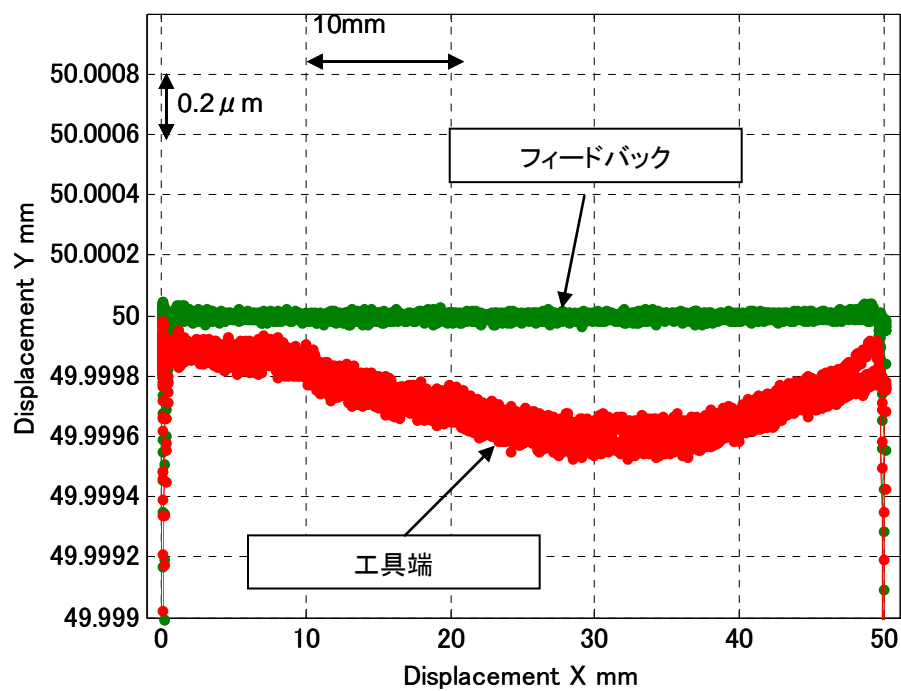


図 7-6 工具端軌跡の測定結果（幾何学的誤差補正なし）

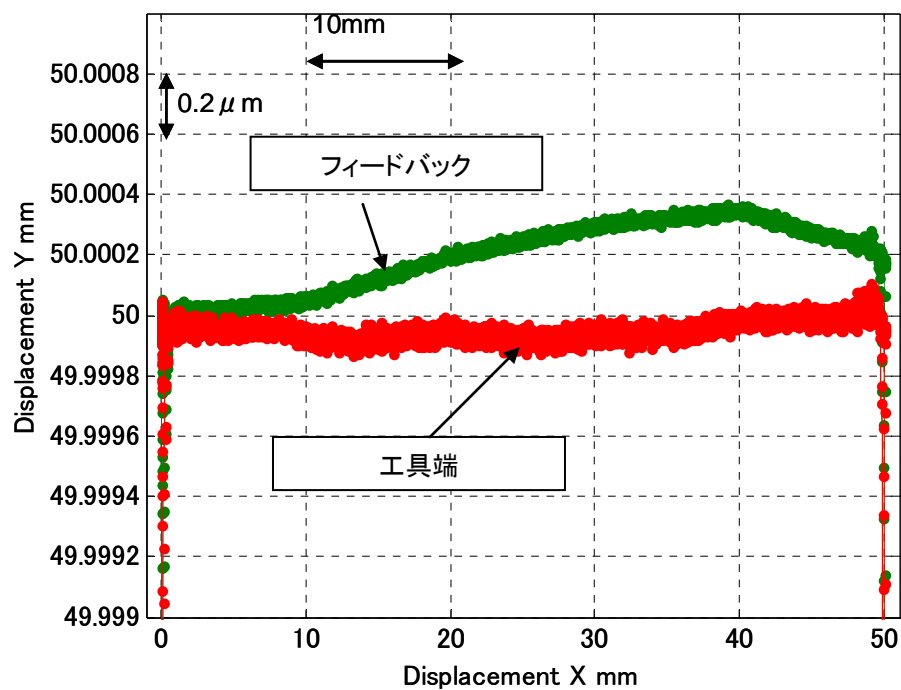


図 7-7 工具端軌跡の測定結果（幾何学的誤差補正あり）

7.5. 円弧運動時の輪郭運動誤差補正実験

7.5.1. 工具端運動のモデル化

機械の弾性変形や振動などの誤差要因に対して，第 3 章で提案した，規範モデルを用いた二自由度制御を適用してそれらの誤差の抑制を図る．

規範モデルを用いた二自由度制御では，機械系をモデル化して，その結果得られたモデルの伝達関数にもとづいて制御系の補償器を設計することによって機械系の誤差要因に起因する輪郭運動誤差を抑制する．機械系のモデルについては，実際に測定した周波数応答に基づいて低次元化したモデルを作成して設定した．機械 A について，モータ推力からフィードバック速度（フィードバック位置の微分）までの周波数応答を図 7-8 に，フィードバック位置から工具端位置までの周波数応答を図 7-9 に示す．モデルについては，モータ推力からフィードバック速度までのモデル $G_{fd}(s)$ については剛体系（積分），フィードバック位置から工具端位置までのモデル $G_{dt}(s)$ については 2 次の振動系（2 慣性系）とした．

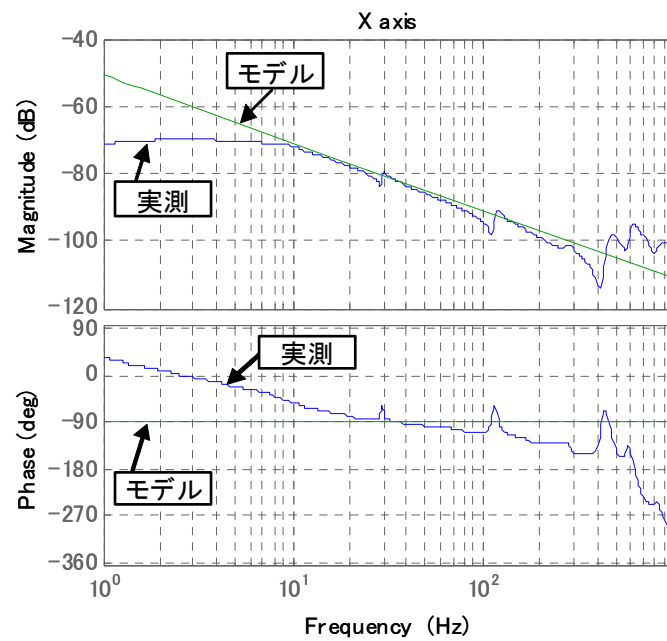
モータ推力からフィードバック速度までのモデル $G_{fd}(s)$ は， M をモデル質量（可動部の総質量に相当）として以下の式で表される．

$$G_{fd}(s) = \frac{1}{Ms} \quad (7-1)$$

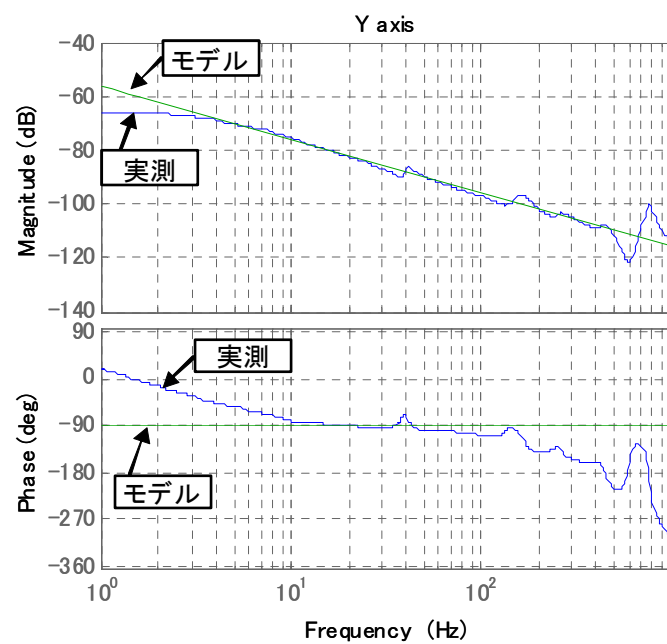
機械 A 場合，X 軸のモデル質量は 35kg，Y 軸のモデル質量は 80kg であった．また，フィードバック位置から工具端位置までのモデル $G_{dt}(s)$ は， ω_a をモデル周波数， ζ_a をモデル減衰比として，以下のように表される．

$$G_{dt}(s) = \frac{1 + 2\frac{\zeta_a}{\omega_a}s}{1 + 2\frac{\zeta_a}{\omega_a}s + \frac{1}{\omega_a^2}s^2} \quad (7-2)$$

ここで，モデル周波数とモデル減衰比は，機械系の低域周波数応答が一致するような 2 慣性系の共振周波数と減衰比であり，実際にその周波数のモードの共振特性を有するわけではないので注意が必要である．機械 A の場合，X 軸のモデル周波数は 242Hz，モデル減衰比は 0.2，Y 軸のモデル周波数は 218Hz，Y 軸のモデル減衰比は 0.2 であった．

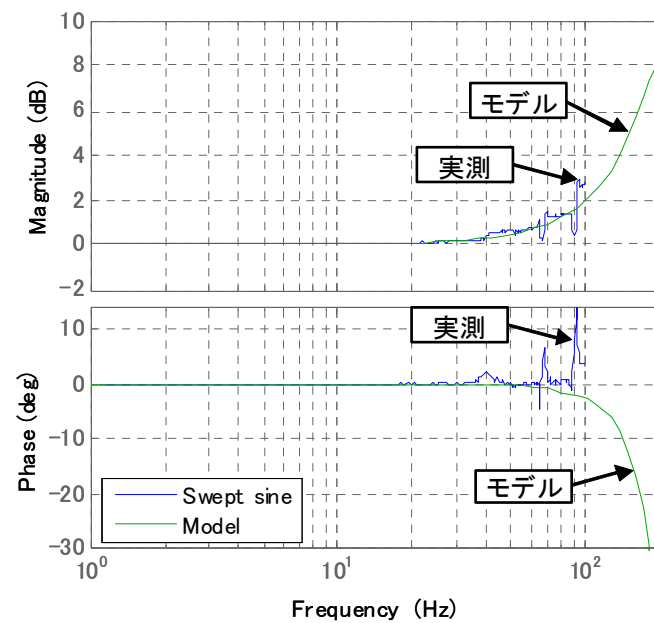


(a) X 軸

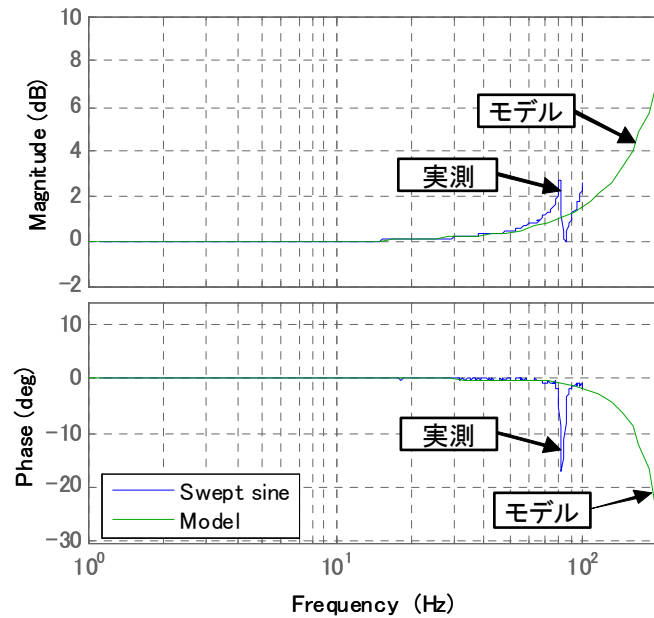


(b) Y 軸

図 7-8 機械 A のモータ推力から FB 速度までの周波数応答



(a) X 軸



(b) Y 軸

図 7-9 機械 A の FB 位置から工具端位置までの周波数応答

7.5.2. 機械系モデルパラメータと工具端誤差量の関係式

前節で求めた機械系モデルのパラメータを用いて工具端に現れる誤差量を求める計算式を導出する．動力的な誤差の影響は運動の加速度が大きいほど顕著に現れる．とくに高速円弧運動時には定常的に加速度が発生する条件となるので，工具端軌跡に誤差が現れやすい．そこで，円弧指令時の工具端軌跡の誤差量について分析を行う．

円弧指令時の半径誤差量は，式(3-1)を用いて求めることができる．機械系の動力的特性によって生じる半径誤差量は，式(3-1)右辺の伝達関数 $G(s)$ に，式(7-2)のフィードバック位置から工具端位置までの伝達関数を代入することにより求めることができる．高次の項を近似すると，機械系の動力的特性によって生じる半径誤差量 $\Delta_{r_{mech}}$ は次式で表される．

$$\Delta_{r_{mech}} \cong -\frac{1}{\omega_a^2} \frac{v^2}{r} \quad (7-3)$$

すなわち，半径誤差量の大きさは，モデル周波数の二乗に反比例し，指令円弧の法線方向加速度に比例する．また，負の値になるので，指令半径よりも工具端の半径が大きくなる，すなわち外回りすることになる．これは，円弧運動により生じる遠心力で工具端が外側に振られることを表している．

図 7-10 に，円弧周波数(v/r)と半径誤差の比率(工具端軌跡半径とフィードバック軌跡半径の比)の関係について，式(7-3)により求めた値と実際の測定値(円弧軌跡から求めたものと，サインスイープ加振結果から求めたもの)の比較を示す．図 7-10 より，計算値と実測値は概ね一致していることがわかる．

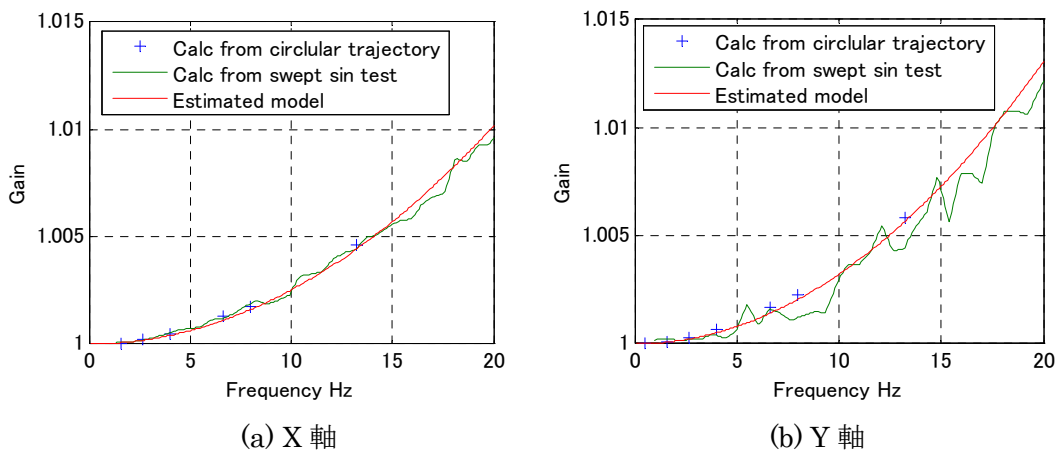


図 7-10 円弧周波数と工具端誤差の関係

7.5.3. 実験条件

機械 A について、円弧指令時の輪郭運動誤差の補正実験を行った。指令は円弧指令とコーナー形状の指令とした。円弧指令は送り速度と半径の組合せを 3 通り設定した。その組合せを表 7-1 に示す。コーナー指令は送り速度を 1000mm/min に設定した。

また、適用する制御手法として、次の 3 通りの制御方式の比較を行った。

(1) 提案制御手法 1（剛体系逆モデル）の場合

図 3-6 に示す規範モデルを用いた 2 自由度制御方式を適用し、位置・速度・推力の各フィードフォワード補償器 $G_{c1}(s)$ 、 $G_{c2}(s)$ 、 $G_{c3}(s)$ は、剛体機械モデルをもとに設計した。すなわち、 $G_{fd}(s)$ は式(7-1)を用い、 $G_{dt}(s)$ は 1 に設定した上で、式(3-27)から式(3-29)を用いて設計した。また、規範モデルのゲインは 300rad/s とした。

(2) 提案制御手法 2（2 慣性系逆モデル）の場合

図 3-6 に示す規範モデルを用いた 2 自由度制御方式を適用し、位置・速度・推力の各フィードフォワード補償器 $G_{c1}(s)$ 、 $G_{c2}(s)$ 、 $G_{c3}(s)$ は、2 慣性系機械モデルをもとに設計した。すなわち、 $G_{fd}(s)$ は式(7-1)を用い、 $G_{dt}(s)$ は式(7-2)を用いて設定した上で、式(3-27)から式(3-29)を用いて設計した。また、規範モデルのゲインは 300rad/s とした。

(3) 従来制御手法の場合

フィードバック制御系に速度フィードフォワードを組み合わせた制御系を用いた。

なお、各条件について、位置フィードバックゲインは 200rad/s に設定した。

表 7-1 指令円弧の条件設定

	送り速度 v	半径 r	角速度 v/r	法線方向加速度 v^2/r
(a)	3m/min (0.05m/s)	5mm	10rad/s	0.5m/s^2
(b)	5m/min (0.08m/s)	5mm	17rad/s	1.4m/s^2
(c)	3m/min (0.05m/s)	1mm	50rad/s	2.5m/s^2

7.5.4. 実験結果

円弧指令の場合の測定結果について、提案制御手法 1（剛体系逆モデル）の結果を図 7-11 に、提案制御手法 2（2 慣性系逆モデル）の結果を図 7-12 に、従来制御手法の結果を図 7-13 に示す。

剛体系逆モデルを用いた場合、いずれの指令速度・半径の条件においてもフィードバックの軌跡は指令軌跡に誤差 $0.5\mu\text{m}$ 以下で追従する。一方、工具端の軌跡は法線方向加速度が大きくなるほど外側へふくらむようになり、送り速度 3m/min 、半径 1mm の条件(加速度 2.5m/s^2)の条件では約 $1\mu\text{m}$ の外回りがみられる。これは、フィードバック軌跡はフィードバック制御により指令に追従するものの、工具端軌跡は慣性力の影響を受けて外側に膨らんで周回するためである。次に、2 慣性系逆モデルを用いた場合には、フィードバックの軌跡が慣性力の影響を相殺するように内側を周回し、工具端の軌跡は誤差 $0.5\mu\text{m}$ 以内で指令軌跡に追従する。送り速度 3m/min 、半径 5mm の場合、輪郭運動誤差は $0.2\mu\text{m}$ である。一方、規範モデルを用いた 2 自由度制御を使用しない場合には、法線方向加速度が大きい条件になると内回りが大きくなると同時に円弧の形状がひずんだ軌跡となる。これは規範モデルを用いた 2 自由度制御の場合は系全体の応答性が規範モデルの特性で決まるため、同じ設定の規範モデルを使用すれば各軸の応答が一致するのに対し、従来制御では規範モデルを使用していないために系全体の応答性にそれぞれの軸の機械特性が大きく影響を及ぼすことが関係している。従来制御では特に高周波数領域で X 軸と Y 軸の応答特性が一致しなくなり、円弧軌跡のひずみが生じる。

コーナー形状指令時の軌跡測定結果を、図 7-14 に示す。 90° のコーナー形状を往復させた場合の軌跡をプロットしている。コーナー形状指令の場合、剛体系逆モデルと 2 慣性系逆モデルの間の軌跡の差異はほとんどみられず、ともに輪郭運動誤差は $0.2\mu\text{m}$ となっている。また、規範モデルを用いた 2 自由度制御を使用しない場合は、コーナー付近の軌跡のだれが $1\mu\text{m}$ 程度と大きくなり、また往路と復路で経路の差異がみられる。コーナー形状指令の場合、通常はコーナー通過時に大きな法線方向加速度が生じるが、今回の条件では精度係数を 90%にとり、コーナー通過許容速度の 1/10 まで減速しているためコーナー通過時の法線方向加速度は小さくなっている。そのため、円弧指令の場合と違って機械の弾性変形の影響による工具端軌跡のずれは顕著には見られない。また、従来制御手法と提案制御手法との比較では、前述の円弧の場合と同様に、従来制御では軸間の応答性の相違が発生して往路と復路の軌跡のずれが生じているのに対し、規範モデルを用いた 2 自由度制御では軸同士の応答性が同一となって軌跡の追従性を高く保つことが可能となっている。

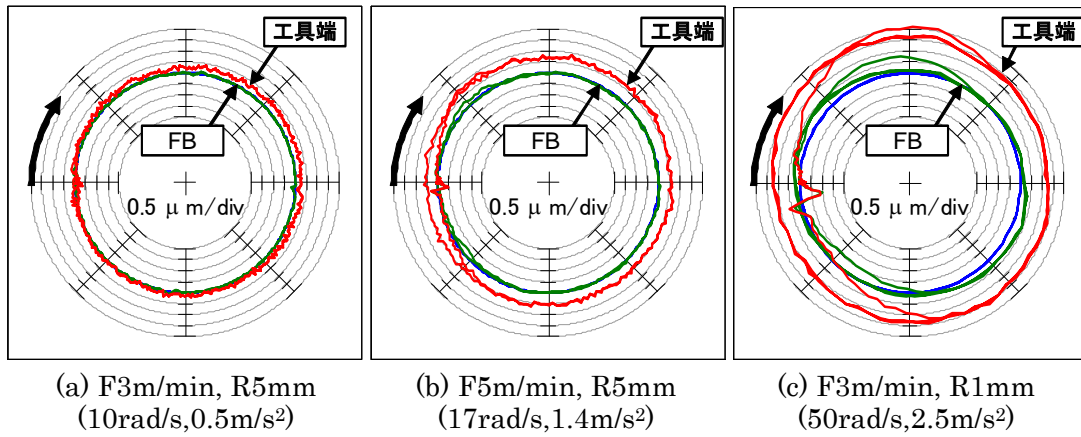


図 7-11 提案制御手法 1 (剛体逆モデル) の場合の円弧軌跡測定結果

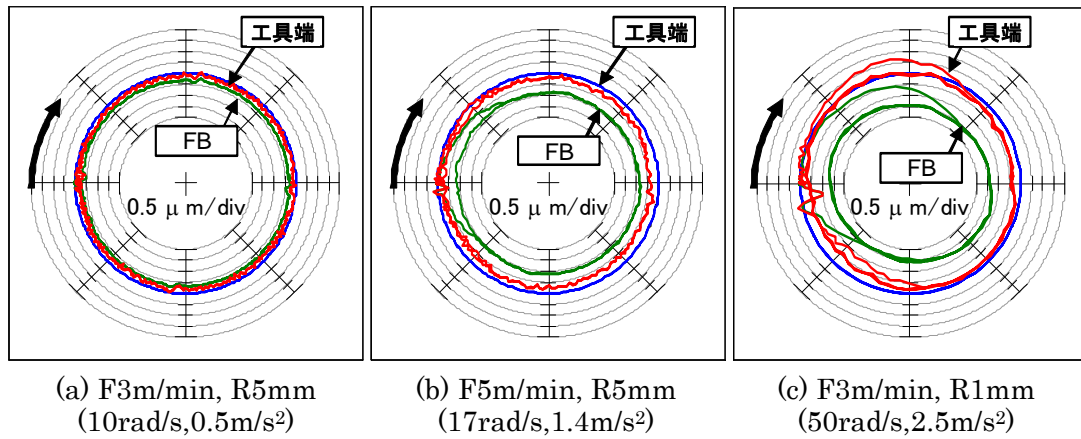


図 7-12 提案制御手法 2 (2 慣性系逆モデル) の場合の円弧軌跡測定結果

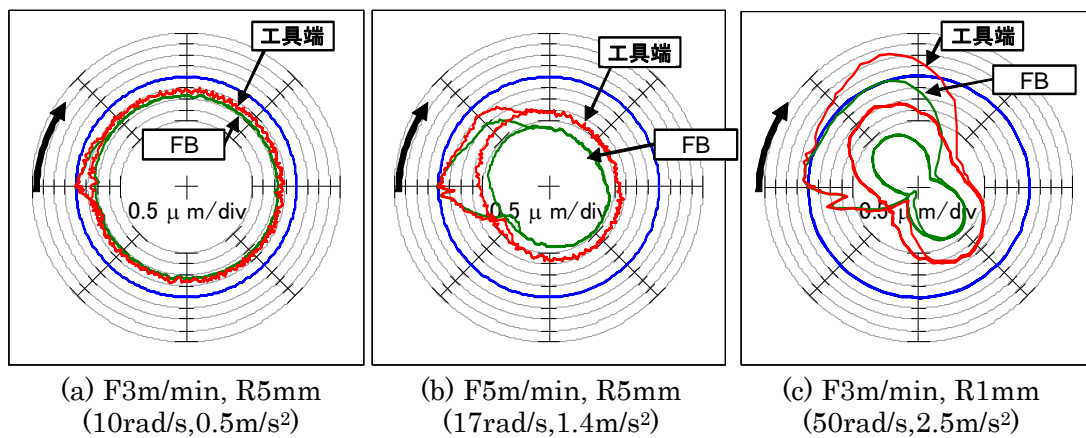
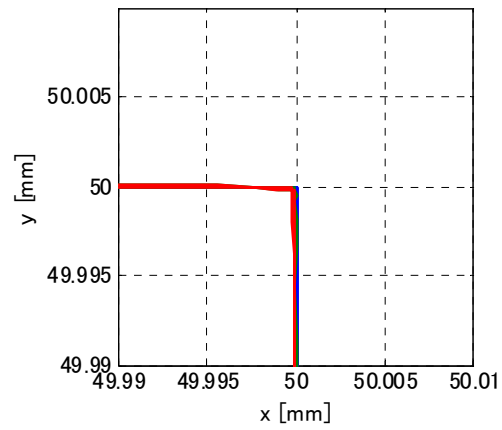
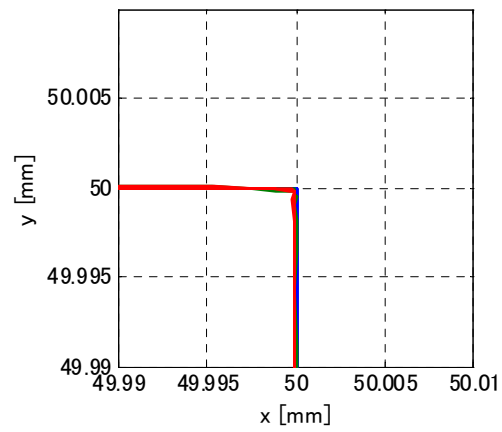


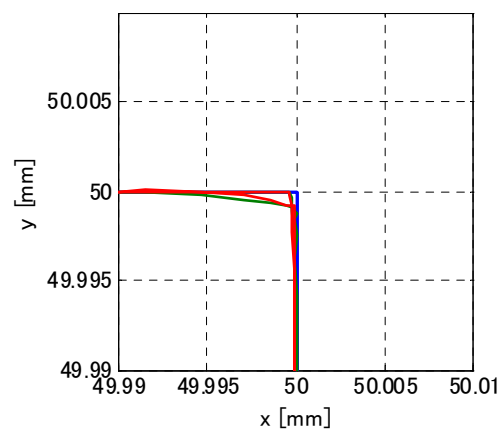
図 7-13 従来制御手法の場合の円弧軌跡測定結果



(a) 提案制御手法 1 (剛体系逆モデル) の場合



(b) 提案制御手法 2 (2 慣性系逆モデル) の場合



(c) 従来制御手法の場合

図 7-14 コーナー軌跡の測定結果

7.6. 結論

本章では、リニアモータ駆動系を有する機械 A およびボールねじ駆動系を有する機械 B をそれぞれ設計・製作し、提案する誤差分析および補償制御手法について、高速輪郭運動制御のケーススタディを行った。得られた結論は以下のとおりである。

- (1) 円弧指令時の輪郭運動精度は、ボールねじ駆動の機械 B の $1\mu\text{m}$ に対し、リニアモータ駆動の機械 A は $0.5\mu\text{m}$ であった。
- (2) ボールねじ駆動の場合は指令位置とフィードバック位置の間の偏差である位置偏差にマイクロメートルオーダーの不規則な変動成分がみられた。
- (3) ボールねじ駆動の場合は位置偏差が不規則に変動したり象限突起の量が測定回ごとにばらついたりといった現象が見られ、サブマイクロメートルオーダーの運動の再現性を得ることが難しい。したがって、サブマイクロメートルオーダーの運動精度を実現するには、リニアモータ駆動の方が有利である。
- (4) グリッドエンコーダーで測定した工具端位置をフィードバック位置と同期して取り込み、静的誤差の補正や工具端運動のモデル化を行う手法を適用して、真直度や弾性変形を補正することができた。
- (5) リニアモータ駆動の機械 A について、規範モデルを用いた 2 自由度制御により、工具端軌跡に生じる誤差を抑制し、真円精度およびコーナー追従精度ともに $0.5\mu\text{m}$ 以下に制御することができることを示した。
- (6) 送り速度 3m/min 、半径 5mm の円弧指令を行った場合の輪郭運動誤差は $0.2\mu\text{m}$ であった。また、送り速度 1m/min のコーナー指令を行った場合の輪郭運動誤差も $0.2\mu\text{m}$ であった。以上より、送り速度 1000mm/min 以上の比較的高速な条件においてサブマイクロメートルオーダーの輪郭運動精度を達成できた。

第8章 動力学的誤差に起因する機械振動のモデル化と補正

8.1. 緒論

第7章では、NC 工作機械において幾何学的な誤差や弾性変形による動力学的な誤差を補正して、サブマイクロメートルオーダーの高速輪郭運動制御を実現したが、送り速度がさらに高くなった場合には、弾性変形や機械振動といった動力学的要因によって工具端軌跡に振動的な輪郭運動誤差が無視できないオーダーで生じる。

工具端軌跡に生じる動力学的な誤差については、第3章で提案した規範モデルを用いたフィードフォワード制御方式により補正を行うことができるが、そのためには機械系の動力学的モデルの取得が必要となる。一般に、制御器に位置をフィードバックするための位置検出器は、工具端位置とは離れた場所に取り付けられる。したがって、機械系のモデル化にあたっては、モータ推力（またはモータトルク）からフィードバック位置までのモデル化のほかに、フィードバック位置と工具端位置の間の伝達特性のモデル化も必要となる。第4章では、工具端位置とサーボ系のフィードバック位置を同時に計測するシステムを開発し、工具端位置とフィードバック位置の間の関係をもとに誤差要因を分析する手法を提案した。本章では、工具端位置とフィードバック位置に加えてモータ推力も同時に測定するシステムを構築して、この3者の間のモデルを伝達関数を用いて表す。

一方、動力学的な誤差の補正については、機械系のモデルに基づいて振動を抑制する制御を行う方式が提案されているが、位置決め制御に関するものが多く、工作機械の軌跡制御において最適なモデルの作成手法や、モデルの次数などの設定が軌跡精度に及ぼす影響について論じたものは少ない。そこで、本章では、コーナー通過時に機械振動が励起されることにより生じる動力学的な輪郭運動誤差についてその分析と補正手法の提案を行う。

本章の構成は以下のとおりである。8.2節では、工具端位置と位置検出器で検出される位置の間の動的な特性の計測・測定を行う。次に、8.3節では、第3章において提案した規範モデルを用いたフィードフォワード制御において、機械系の動力学的誤差を補正するために必要なフィードフォワード補償器の設計手法について検討するとともに、フィードフォワード補償器の設計方法の違いが輪郭運動精度に与える影響について議論する。8.4節で、制御系の適切な設計により、工具端における運動軌跡の精度が改善することを実験を通して検証する。8.5節は、本章の結論である。

8.2. 動力学的誤差の計測

8.2.1. 計測システム

工具端運動をフィードバック位置と同期して計測するためのシステムを図 8-1 に示す。この図において、 x_{fb} はフィードバック制御に用いるフィードバック位置、 x_t は工具端位置、 i_{fb} はモータ電流を表す。モータ電流は、推力定数を乗じることでモータ推力に換算することができる。本システムでは、フィードバック位置はリニアスケールで検出し、工具端位置はグリッドエンコーダー（交差格子スケール）⁴⁶⁾を用いて計測する。グリッドエンコーダーは 2 次元平面内の座標値を光学干渉によって検出する測定器であり、その測定分解能は 1nm である。通常は工具端位置の計測は NC とは別の計測システムを用いて行うが、本システムでは、NC においてフィードバック位置・工具端位置・モータ電流（機械系に対する駆動指令に相当）の同期計測を実現する。サーボ制御系への入力としてランダムノイズや掃引正弦波といった同定用の信号を与えた際の、工具端位置・フィードバック位置・モータ電流を同時に測定する。特に、機械誤差の分析のためには、フィードバック位置と工具端位置の間の伝達特性が重要となることから、フィードバック位置から工具端位置までの周波数応答を求める。

8.2.2. 実験装置

誤差のモデル化のための測定実験には、第 7 章で用いた機械のうちリニアモータ駆動の機械 A を用いた。

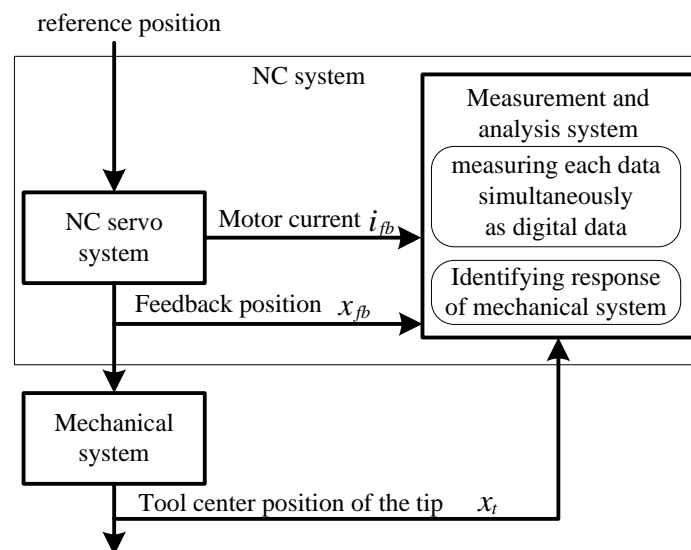
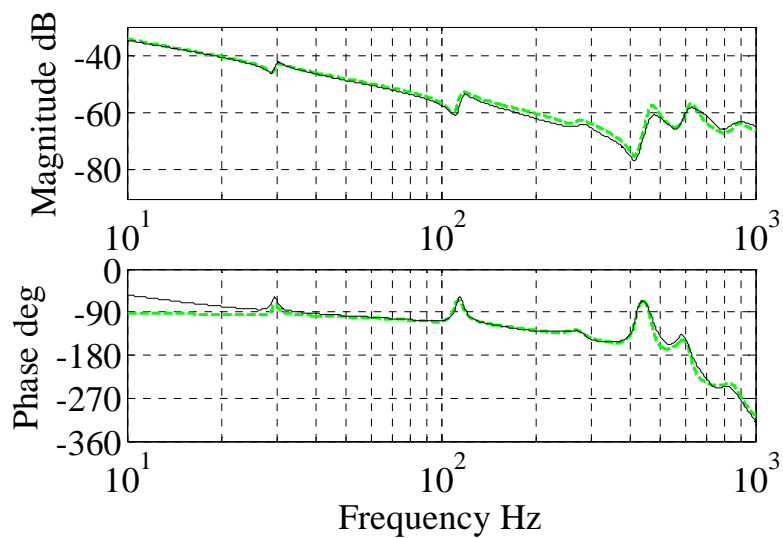


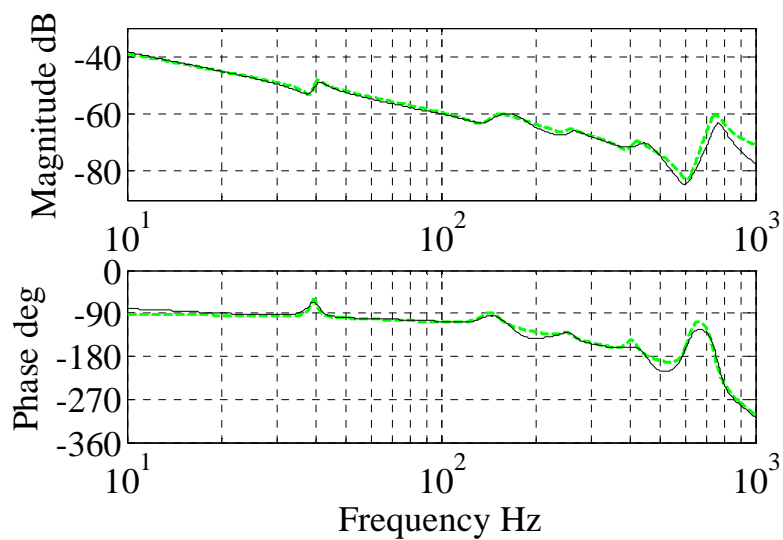
図 8-1 工具端運動をフィードバック位置と同期して計測するためのシステム

8.2.3. 周波数応答の測定結果

モータ推力からフィードバック速度までの周波数応答測定結果を図 8-2 に、フィードバック位置から工具端位置までの応答を図 8-3 に示す。



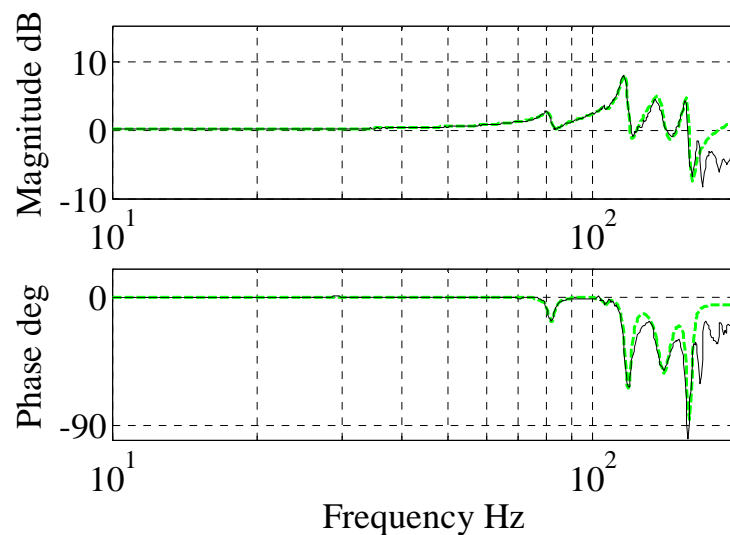
(a) X 軸



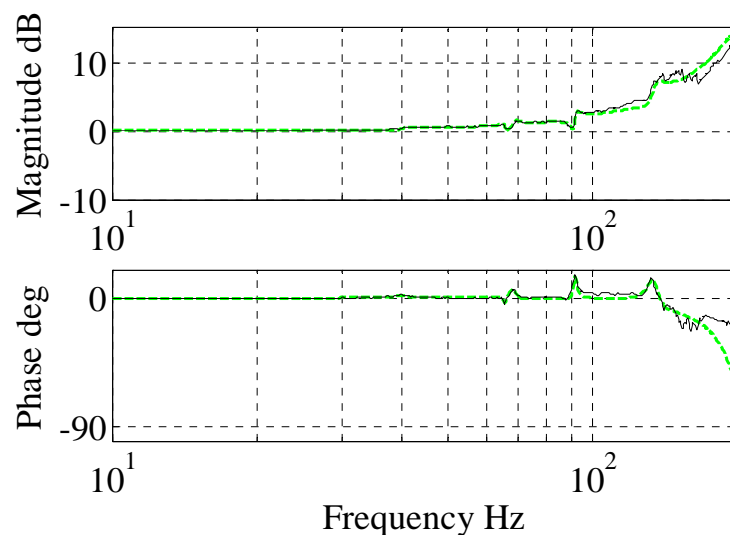
(b) Y 軸

図 8-2 モータ推力からフィードバック速度までの周波数応答（実線：実測，破線：モデル）

図 8-2 および図 8-3 のそれぞれにおいて、実線は計測結果からペリオドグラム法を用いて求めた周波数応答であり、破線は前記方法により求めた周波数応答をもとに、ゲイン曲線および位相曲線をカーブフィットすることにより求めた線形モデルの周波数応答を示している。線形モデルは、分母・分子ともに 5 組の複素根をもつ伝達関数モデルとした。



(a) X 軸



(b) Y 軸

図 8-3 フィードバック位置から工具端位置までの周波数応答
(実線：実測，破線：モデル)

8.2.4. 動力学誤差のモデル化

動的な機械誤差を表すモデルとして、次の2つのモデルを考える。

(1) 2 慣性系モデル

振動系を表す最も簡単なモデルであり、2つのマスがバネで結合されているものとしてモデル化する。ここでは、バネの影響でたわみが生じるものとし、そのバネ定数から2慣性系のパラメータを決定する。

(2) 多慣性系モデル

複数の振動モードを表現するために、複数のマスがバネで結合されているものとしてモデル化する。ここでは、図 8-2 および図 8-3 に示した線形モデルをそのまま多慣性系モデルとして採用する。

8.3. 制御系設計と軌跡誤差の分析

8.3.1. 制御系の設計と解析

機械系のモデルに基づいた制御系として、第3章で提案した、規範モデルを用いたフィードフォワード制御を適用し、制御に必要なモデルの設計を行う。

指令位置を x_r 、規範モデルの出力である規範モデル位置を x_m 、フィードバック位置を x_{fb} 、工具端位置を x_t とし、 X_r, X_m, X_{fb}, X_t をそれぞれのラプラス変換とすると、規範モデル位置とフィードバック位置の関係は以下の式で表される。

$$\{[(G_{c1}X_m - X_{fb})C_p + G_{c2}X_m - sX_{fb}]C_v + G_{c3}X_m\}G_{fv} = sX_{fb} \quad (8-1)$$

したがって、指令位置から工具端位置までの伝達関数は次式のようにになる。

$$\frac{X_t}{X_r} = G_r \frac{X_{fb}}{X_m} G_{dt} = G_r \frac{G_{c1}C_pC_v + G_{c2}C_v + G_{c3}}{G_{fv}C_pC_v + sG_{fv}C_v + s} G_{fv} G_{dt} \quad (8-2)$$

各フィードフォワード補償器を以下のように設計する。

$$G_{c1} = G_{dm}^{-1}, G_{c2} = G_{dm}^{-1}s, G_{c3} = G_{fvm}^{-1}G_{dm}^{-1}s \quad (8-3)$$

ここで、 G_{fvm} および G_{dm} は、それぞれモータ推力から検出器速度までの伝達関数 $G_{fv}(s)$ とフィードバック位置から工具端位置までの伝達関数 $G_{dt}(s)$ のノミナルなモデルの伝達関数である。各モデルの伝達関数がそれぞれ実モデルの伝達関数と一致すれば、式(8-2)の右辺は G_r となる。すなわち、指令位置から工具端位置までの応答特性はフィードバック制御系の特性に関係なく、規範モデルの特性で決定される。

8.3.2. 軌跡誤差の評価

フィードフォワード補償器の設計に用いる機械系のモデルとして、2 慣性系モデルを用いた場合と多慣性系モデルを用いた場合とで、工具端の軌跡がどのように変化するかを検証する。工具端軌跡の評価パターンとしては、図 8-4 に示すような正方形形状を用いる。これは、正方形の各頂点のコーナー部分では指令が過渡的に変化するため、機械振動などの動的な誤差の影響が出やすいためである。また、送り速度は、第 7 章で行ったケーススタディでのコーナー形状測定の条件 (1000mm/min) よりも高速な、3000mm/min に設定した。

2 慣性系・多慣性系それぞれの機械系モデルをもとに設計した場合について、工具端の軌跡をシミュレーションにより求めた。その結果を図 8-5 に示す。

2 慣性系機械モデルに基づいてフィードフォワード補償部を設計した場合は、図 8-5 (a) のように、コーナー通過後に $1.0 \mu \text{ m p-p}$ 程度の軌跡の振動が生じる。一方、多慣性系モデルに基づいてフィードフォワード補償部を設計した場合には、図 8-5 (b) のように、コーナー通過後の軌跡の振動がほぼに抑制されている。

多慣性系の機械モデルに基づいたフィードフォワード補償器を実際にそのまま実装することは、サーボ制御プロセッサの制約上むずかしい。そこで、加減速時に S 字フィルタを適用した場合の効果についてシミュレーションを行った結果を図 8-6 に示す。S 字フィルタは、工具端の周波数 40Hz の振動が低減されるように設定した。

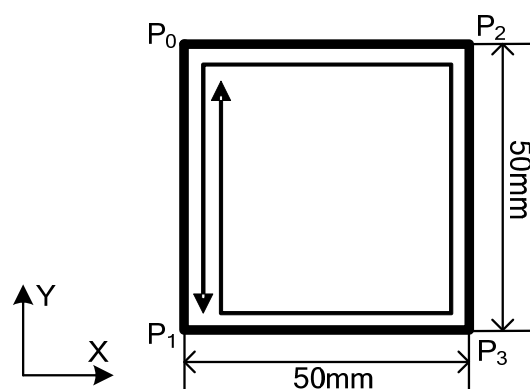


図 8-4 工具端軌跡の評価パターン(正方形形状)

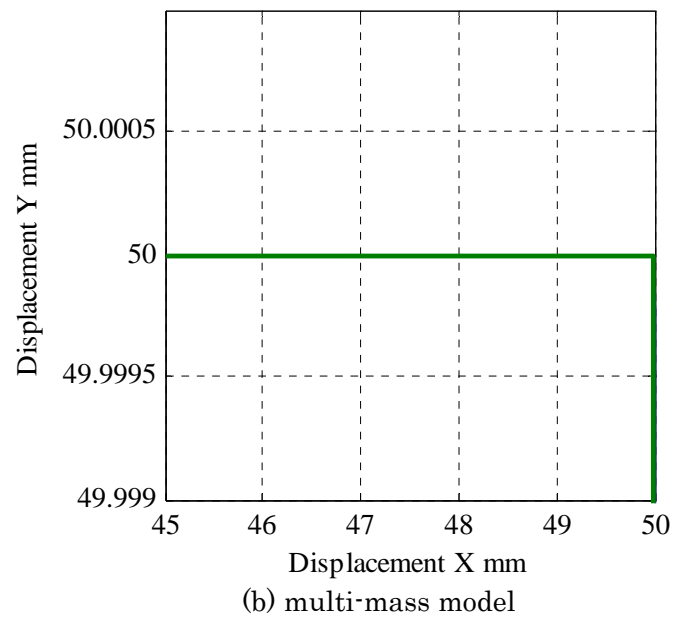
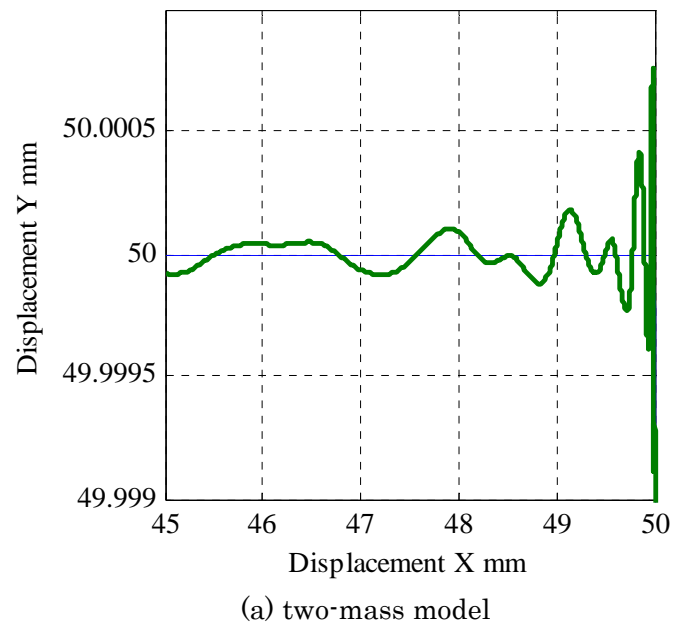


図 8-5 工具端軌跡のシミュレーション結果

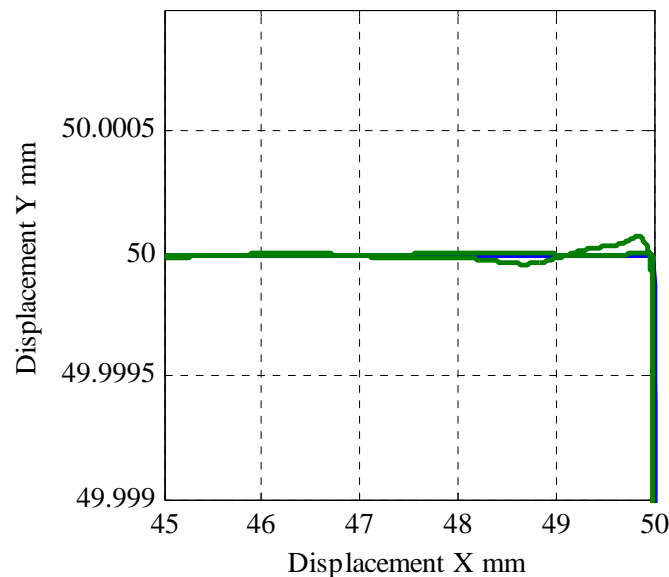


図 8-6 工具端軌跡のシミュレーション結果（S 字フィルタを用いた場合）

S 字フィルタを適用した結果、工具端の振動が多慣性系モデルに基づいた補償を行った場合と同程度に抑制されることを検証することができた。規範モデルを用いて工具端軌跡が規範モデル位置に追従するようにフィードフォワード制御を行っており、規範モデルのゲインを 300rad/s と S 字フィルタの周波数よりも高く設定しているため、S 字フィルタの出力に工具端位置を追従させて効果的な振動の抑制を行うことができる。

8.4. 測定実験

軌跡シミュレーション結果の妥当性検証のために、図 7-1 に示す機械を用いて工具端軌跡の測定実験を行った。指令する軌跡は、シミュレーションで用いたものと同じ、図 8-4 に示した正方形形状を用いた。

2 慣性系機械モデルに基づいて設計したフィードフォワード補償器を用いた場合の軌跡を図 8-7 に示す。また、2 慣性系機械モデルに基づいて設計したフィードフォワード補償器に加えて、S 字フィルタを適用した場合の軌跡を図 8-8 に示す。

図 8-7 では $1\mu\text{m}$ 程度の振幅の過渡的な振動が生じているのに対し、図 8-8 では、過渡的な振動が $0.1\mu\text{m}$ 以下に抑制されていることがわかる。また、シミュレーション結果(図 8-5)と実験結果を比較すると、過渡的な振動の振幅および波長はほぼ一致している。このことから、シミュレーションおよび制御系設計に用いた機械系モデルの妥当性が示された。

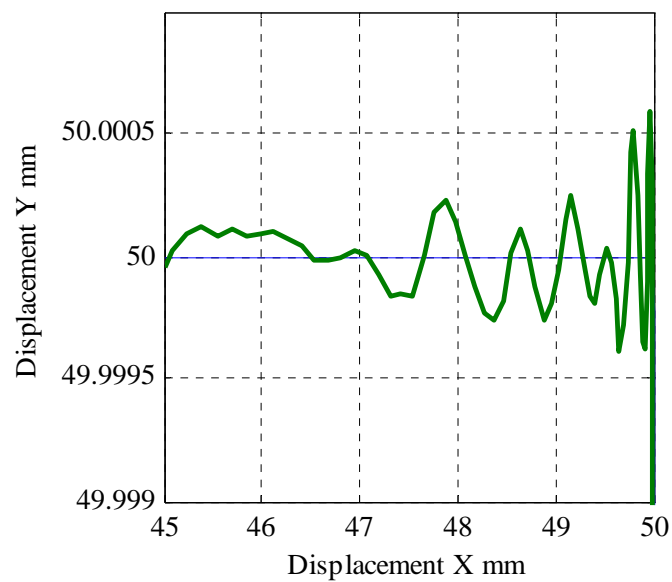


図 8-7 工具端軌跡の測定結果（2 慣性系逆モデルの場合）

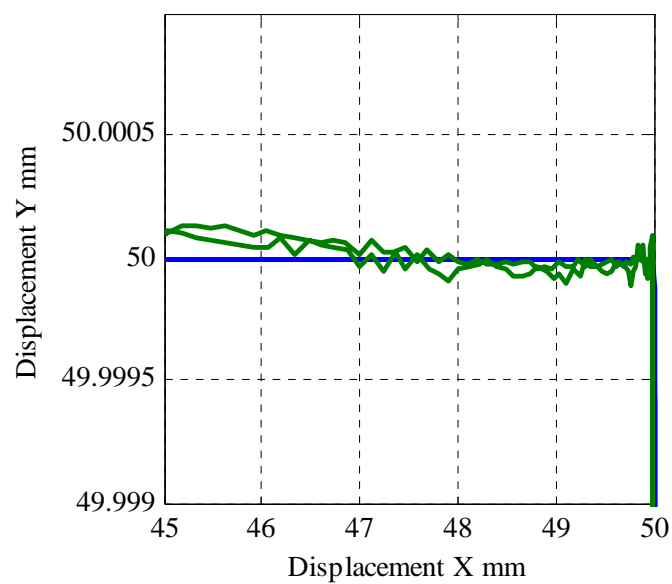


図 8-8 工具端軌跡の測定結果（S 字フィルタを用いた場合）

8.5. 結論

本章では、動力学的な誤差要因である機械振動について、そのモデル化と、補正のための制御系設計手法の提案を行った。本章で得られた結論は以下のとおりである。

- (1) NC 工作機械の送り駆動系において、フィードバック位置と工具端位置の間の機械系の動特性を、フィードバック位置から工具端位置までの周波数応答を測定することにより取得した。周波数応答測定結果から、機械系のモデルを多慣性系モデルとして同定した。
- (2) 取得した機械系モデルをもとに、工具端に生じる動的な機械誤差を抑制するためのフィードフォワード補償器を設計した。この際、簡単化した 2 慣性系モデルを用いた場合と、多慣性系モデルを用いた場合について、コーナー形状指令時の工具端軌跡の比較をシミュレーションと実測により行った。
- (3) 取得したモデルを用いて工具端軌跡のシミュレーションを行い、実際に測定した工具端軌跡と比較することにより、機械系モデルの妥当性を検証した。シミュレーション結果は工具端軌跡に現れるサブマイクロメートルオーダーの振動を再現できていることから、シミュレーションおよび制御系設計に用いた機械系モデルの設計は妥当であるといえる。
- (4) 機械系を 2 慣性系モデルで表現した上でフィードフォワード補償器を設計し、規範モデルのゲインを 300rad/s に設定した上で、S 字フィルタを適用することで、工具端軌跡に生じる振動を $0.1\text{ }\mu\text{m}$ 以下に抑制できることを実験により検証した。

第9章 結 言

本研究では、高精密加工機において高能率かつ高精度な加工を行うために必要となる高精度な運動制御を、規範モデルを用いた制御と運動誤差のモデルに基づいた補償により実現するための手法についての提案を行った。本研究で得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 高精密加工機の送り駆動系の構成要素である制御系と機械系には、それぞれに誤差要因が存在する。制御系に起因する誤差要因と、機械系に起因する誤差要因のそれぞれについての発生メカニズムについて分析し、補正のための制御アプローチについての現状の課題を整理した。
- (2) 制御系に起因する誤差要因は、追従遅れと軸間の追従性相違である。フィードバック制御およびフィードフォワード制御のハイゲイン化により追従遅れの影響を小さくすることができるが、限界がある。
- (3) 機械系に起因する誤差要因のうち代表的なものには、真直度や直角度などの幾何学的誤差と、機械振動などの動力的な誤差がある。機械系に起因する誤差の抑制のためには、工具端運動のモデル化とモデルに基づく指令位置の補正が必要である。
- (6) 工作機械の精密送り制御系の要求される制御性能のひとつである追従性を評価するための指標として円弧内回り量およびコーナー鈍り量を導入した。さらに、これまでの研究では言及されることの少なかった指標として、往復加工時の面精度に影響を与える軌跡の対称性に着目し、その評価指標としてコーナー非対称誤差を導入した。
- (7) 円弧内回り量、コーナー鈍り量およびコーナー対称性を、サーボ制御系伝達関数を用いて表現するための関係式を導出した。それおぞれの誤差の大きさは、送り速度に比例し、制御系のゲインに反比例する性質を示す。
- (8) 2 慣性系でモデル化した制御対象に対して、対称性を考慮して設計した規範モデルの出力に工具端位置が完全に追従するような新しい2 自由度制御方式を提案した。この制御方式はフィードフォワード制御部とフィードバック制御部からなり、さらにフィードフォワード制御部に対称なインパルス応答をもつように設計した規範モデルを配置し、その規範モデルの出力に工具端位置が追従するように位置・速度・トルクのフィードフォワード指令を生成する。
- (9) 提案する制御方式により、円弧内回り量、コーナー鈍り量、コーナー対称性の各軌跡誤

- 差を、ノッチフィルタとフィードフォワード係数を用いた従来の方式よりも総合的に改善させることができることを実験により検証した。
- (10) 工具端位置の誤差計測と誤差要因の分析を効率的に行うためのシステムとして、計測するためのセンサの情報を NC に取り込み、NC 工作機械の指令位置、フィードバック位置、工具端位置を同期して測定することができるシステムを構築した。
- (11) 工具端位置とフィードバック位置の間の誤差データを、幾何学的な誤差（直角度、真直度、ピッチエラー）とそれ以外の誤差である動力学的な誤差に切り分けるためのアルゴリズムを示した。
- (12) 加工機とグリッドエンコーダーを用いて工具端誤差の計測実験と誤差の分析を行い、提案した測定システムと誤差分析手法を用いることで、加工機の直角度および真直度由来する成分を切り分けることができることを検証した。
- (13) 真直度の成分を分析した結果、波長約 10mm で振幅約 $1.2\mu\text{m}$ の周期的な変動成分があることがわかった。これはボールねじのリードが 10mm であることから、ボールねじの触れ回りの影響であると考えられる。
- (14) 工具端誤差から幾何学的誤差の成分を除いた後の振幅約 $0.4\mu\text{m}$ の変動成分についてパワースペクトラムの分析を行い、含まれる変動成分の周波数が加工機の振動モードの周波数に概ね合致していることを示した。このことから、幾何学的誤差の以外の工具端誤差の成分として、動力学的な誤差が含まれていることがわかった。
- (15) 工具端運動の計測結果を利用して幾何学的誤差の抽出した結果にもとづいて、指令位置に加算する補正量を決定する方式を提案した。
- (16) 幾何学的な誤差が位置に応じて周期的に変化する場合でも軸移動中の工具端の運動誤差を抑制するための方式として、位置指令値に対する規範モデルと、誤差補正量に対する規範モデルを別個に有する規範モデルを用いた 2 自由度制御系を提案した。
- (17) ボールねじの触れ回りに起因する周期的な工具端誤差の変動があるケースにおいて、提案する方式の有効性を数値シミュレーションと実験により検証した。提案手法を用いない従来の補正方式の場合には真直度が $0.9\mu\text{m}$ であったのに対し、提案手法を用いた場合には真直度が $0.5\mu\text{m}$ となって、工具端の運動誤差が約 1/2 に抑制できることを示した。
- (18) 提案する誤差分析および補償制御手法について高精度加工機を用いたケーススタディを行った。リニアモータ駆動系を有する機械 A およびボールねじ駆動系を有する機械 B に、提案する工具端同時計測システムを適用して工具端誤差の測定と分析を行った。

- (19) リニアモータ駆動とボールねじ駆動の比較では、リニアモータ駆動の場合はボールねじの接触による外乱がないためなめらかな動きが可能となり、 $0.1\mu\text{m}$ オーダーの運動精度を実現可能であるが、ボールねじ駆動の場合は定常的に $1\mu\text{m}$ 程度の軌跡の変動が現れることがわかった。
- (20) リニアモータ駆動の機械 A について、工具端測定の結果得られた真直度、直角度にもとづいて、指令位置の補正を行うことにより、送り速度 $1000\text{mm/min}(0.017\text{m/s})$ の条件において $0.1\mu\text{m}$ の真直度が得られた。
- (21) リニアモータ駆動の機械 A について、機械の動力学的な変形のモデルにもとづいた規範モデルを用いた 2 自由度制御を適用することにより、送り速度 $3000\text{mm/min}(0.017\text{m/s})$ の円弧指令時における輪郭運動誤差を $0.5\mu\text{m}$ 以下に抑制することができた。
- (22) NC 工作機械の送り駆動系において、フィードバック位置と工具端位置の間の機械系の動特性を、フィードバック位置から工具端位置までの周波数応答を測定することにより取得した。周波数応答測定結果から、機械系のモデルを多慣性系モデルとして同定した。
- (23) 取得した機械系モデルをもとに、工具端に生じる動的な機械誤差を抑制するためのフィードフォワード補償器を設計した。この際、簡単化した 2 慣性系モデルを用いた場合と、多慣性系モデルを用いた場合について、コーナー形状指令時の工具端軌跡の比較をシミュレーションと実測により行った。
- (24) 取得したモデルを用いて工具端軌跡のシミュレーションを行い、実際に測定した工具端軌跡と比較することにより、機械系モデルの妥当性を検証した。
- (25) 機械系を 2 慣性系モデルで表現した上でフィードフォワード補償器を設計し、規範モデルのゲインを 300rad/s に設定した上で、S 字フィルタを適用することで、工具端軌跡に生じる振動を $0.1\mu\text{m}$ 以下に抑制できることを実験により検証した。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり，ご懇篤なるご指導を賜りました京都大学大学院工学研究科マイクロエンジニアリング専攻教授 松原厚博士に深甚なる謝意を表します．

本研究の機会を与えていただくとともに，終始にわたって懇切なるご指導とご助言を賜りました三菱電機株式会社名古屋製作所 佐藤智典博士に心より感謝いたします．

本研究をともに進めていただき，貴重なご助言とご協力を賜りました京都大学大学院工学研究科マイクロエンジニアリング専攻助教 河野大輔博士ならびに同松原研究室の藤田智哉博士(現 三菱電機株式会社勤務)に深く感謝いたします．

本研究を遂行するにあたり，適切なご助言を賜りました京都大学大学院工学研究科マイクロエンジニアリング専攻准教授 茨木創一博士，同技術専門職員 山路伊和夫博士に感謝申し上げます．

本研究を遂行するにあたり，ご協力いただきました MTTRF(Machine Tool Technologies Research Foundation：工作機械技術研究財団)と MTTRF-KRI プロジェクトメンバーの皆様には，深く感謝いたします．

さらに，松原教授主催のサーボ研究会に参加するメンバーの皆様ならびに松原研究室の皆様には，貴重なご助言とご協力を賜りました．ここに深く感謝の意を表します．

本研究の機会を与えていただき，終始にわたって暖かい励ましと激励をいただきました三菱電機株式会社先端技術総合研究所 藤田正弘氏，同 真柄卓司博士，同 杉江弘氏，同 藤野大助氏に心より感謝いたします．また，本研究の遂行をご支援いただきました同社名古屋製作所 手嶋健夫氏，同 松本浩輝氏に深く感謝いたします．

本研究をまとめるにあたり，貴重なご助言をいただきました神戸大学大学院工学研究科機械工学専攻助教 佐藤隆太博士に感謝申し上げます．

最後に，三菱電機株式会社名古屋製作所 佐藤和行氏ならびに同 二宮譲氏には，実機実験の遂行に多大なるご協力をいただきました．改めてここにお礼申し上げます．

参 考 文 献

第 1 章

- 1) 田中 克敏, 福田 将彦, 甲斐 義章, 鈴木 清, 植松 哲太郎: 精密加工機械の高精度化の研究 第 3 報: 超精密非球面加工機の開発と性能, 砥粒加工学会誌, 51(9), 553-558, 2007.
- 2) 大森 整, 林 偉民, 劉 慶, 小野 照子, 郭 建強, 森田 晋也: 超精密 6 軸加工機による複雑金型の加工-ダイヤモンド切削による小径金型の加工および計測-, マイクロファブリケーション研究の最新動向, 14, 94-95, 2004.
- 3) 垣野 義昭: 高精度マシニングセンタの最近の動向, 2004 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集 (キーノートスピーチ), 787-788, 2004.
- 4) 松本 和男: ディーゼルコモンレールシステム開発とそれを支える生産技術, 精密工学会誌, 75(1), 140-141, 2009.
- 5) 稲崎 一郎, 岸浪 健史, 坂本 重彦, 杉村 延広, 竹内 芳美, 田中 文基: 工作機械の形状創成理論—その基礎と応用—, 養賢堂, 1997
- 6) 安永 暢男, 高木 純一郎: 精密機械加工の原理, 日刊工業新聞社, 2011
- 7) 金子 敏夫: 数値制御—基礎とサーボ技術—, オーム社, 1972
- 8) 佐藤 智典, 佐野 修也, 丹賀澤 博道, 長岡 弘太朗: 超精密加工制御とそのソフトウェア技術, 機械の研究, 60(1), 2007
- 9) K. Kuchiki and M. Kachi: A nanometer control CNC system for machine tools, Mitsubishi Electric ADVANCE, 106, 5-9, 2004
- 10) 田中 健一: FA 用モータ駆動システムの開発動向, 三菱電機技報, 83(4), 238-242, 2009
- 11) 佐藤 智典, 杉江 弘: 高精度金型加工制御機能, 三菱電機技報, 77(6), 391-394, 2003

第 2 章

- 12) 岩井 英樹: 超精密工作機械の加工精度に寄与する精密位置決め技術, 機械技術, 50(8), 42-47, 2006
- 13) 竹下 虎男, 風間 務, 加知 光康: CNC サーボシステムの性能向上に関する研究 (NC サーボ追従性改善の一方法), 日本機械学会論文集 C 編, 63(615), 3870-3873, 1997.
- 14) 樋口 俊郎, 山口 智実: 非円形輪郭切削に関する研究(第 1 報), 精密工学会誌, 54(1),

145–150, 1988.

- 15) M. Tomizuka : Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control, Trans. ASME J. Dynamic Systems, Measurement and Control, 109 March, 65-68, 1987.
- 16) 佐田 登志夫, 竹内 芳美, 平元 一之, 佐藤 真, 鈴木 博一 : 計算機補正による数値制御工作機械の加工精度の向上(第 1 報)－幾何誤差補正－, 精密機械, 45(11), 1286–1290, 1979.

第 3 章

- 17) E. Dumetz, F. V. Hende, and P. J. Barre, Resonant load Control Methods Application to high-speed machine tool with linear motor, Proc. 8th IEEE Intl. Conf. on Emerging Technology and Factory Automation, 2, 23-31, 2001
- 18) G. Ellis, Control System Design Guide, 2nd ed. San Diego, CA: Academic Press, 1991
- 19) L. Y. Pao and W. E. Singhose: On the Equivalence of Minimum Time Input Shaping with Traditional Time-Optical Control, Proc. 4th IEEE Conference on Control Applications, 1995
- 20) D. E. Torfs, R. Vuerinckx, J. Swevers, and J. Schoukens: Comparison of Two Feedforward Design Methods Aiming at Accurate Trajectory Tracking of the End Point of a Flexible Robot Arm, IEEE Transactions Control Systems Technology, 6(1), 2-14, 1998
- 21) Y. Hori: A Review of Torsional Vibration Control Methods and a Proposal of Disturbance Observer-based New Techniques, Proc. 13th IFAC World Congress, 7-13, 1996
- 22) T. Iwasaki, T. Sato, A. Morita, and H. Maruyama: Auto-Tuning of Two-Degree-of-Freedom Motor Control for High-Accuracy Trajectory Motion, Control Eng. Practice, 4(4), 537-544, 1996.
- 23) M. Koyama and M. Yano: Two Degrees of Freedom Speed Controller using Reference System Model for Motor Drives, Proc. European Power Electronics Conference, 1991
- 24) L. Carlitz: A Note on the Bessel Polynomials, Duke Math Journal, 24, 151-162, 1957
- 25) G. F. Franklin, J. D. Powell, and A. Emami-Naeini, Feedback Control of Dynamic Systems, 3rd ed. Reading, MA: Addison- Wesley, 1994.

第 4 章

- 26) M. Weck and G. Ye: Sharp corner tracking using the IKF control strategy, *CIRP Annals Manufacturing Technology*, 39(1), 437–441, 1990.
- 27) G. Pritschow and W. Philipp: Research on the efficiency of feedforward controllers in M direct drives, *CIRP Annals Manufacturing Technology*, 41(1), 411–415, 1992.
- 28) H. Brussel, C. Chen, and J. Swevers: Accurate motion controller design based on an extended pole placement method and a disturbance observer, *CIRP Annals Manufacturing Technology*, 43(1), 367–372, 1994.
- 29) K. Erkorkmaz and Y. Altintas: High speed CNC system design Part III: high speed tracking and contouring control of feed drives, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 41(11), 1637–1658, 2001.
- 30) R. Ramesh, M. A. Mannan, and A. N. Poo: Tracking and contour error control in CNC servo systems, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45(3), 301–326, 2005.
- 31) F. Huo, X. C. Xi, and A. N. Poo: Effect of servo control frequency on contour errors in a bi-axial CNC machine, *Proc. 2010 International Conference on Mechatronics and Automation*, 1132–1136, 2010.
- 32) C. Lo and Y. Koren: Evaluation of servo-controllers for machine tools, *Proc. 1992 American Control Conference*, 370–374.
- 33) D. Sun and M. C. Tong: A synchronization approach for the minimization of contouring errors of CNC machine tools, *IEEE Transactions on Automation Science Engineering*, 6, 720–729, 2009.
- 34) J. Yang and Z. Li: A novel contour error estimation for position loop-based cross-coupled control, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 16, 643–655, 2011.
- 35) Y. Suzuki, A. Matsubara, Y. Kakino, and K. Tsutsui: A Stick Motion Compensation System with a Dynamic Model, *Japan Society of Mechanical Engineering International Journal Series C*, 47(1), 168–174, 2004.
- 36) R. Sato and M. Tsutsumi: Dynamic Behaviour of Feed Drive Systems around Quadrant Changes in Circular Motion, *Proc. 2nd International. Conference on High Performance Cutting*, 2006.

- 37) Z. Jamaludin, H. Brussel, G. Pipeleers, and J. Swevers, Accurate Motion Control of XY High-speed Linear Drives Using Friction Model Feedforward and Cutting Forces Estimation, CIRP Annals. – Manufacturing Technology, 57, 403-406, 2008.
- 38) J. Johnson, D. Johnson, P. Boudra, and V. Stokes: Filters using Bessel-type polynomials, IEEE Transactions on Circuits Systems, 23, 96–99, 1976.

第 5 章

- 39) T.Treib: Error Budgeting –Applied to the Calculation and Optimization of the Volumetric Error Field of Multiaxis Systems, Annals of the CIRP, 36(1), 365-368, 1987.
- 40) Y. L. Shen and N. A. Duffie: Comparison of Combinatorial Rules for Machine Error Budgets, Annals of the CIRP, 42(1), 619-622, 1993.
- 41) D. Kono, A. Matsubara, I. Yamaji, and T. Fujita: High-precision machining by measurement and compensation of motion error, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 48, 1103-1110, 2008.
- 42) C-H Liu, W-Y Juwe, and T-H Hsu: The application of the double-readheads planar encoder system for error calibration of computer numerical control machine tools, Proc. of Institution of Mechanical Engineers, 218 Part A: Journal of Engineering Manufacture, 1077-1089, 2004.
- 43) J. B. Bryan: A Simple method for testing measuring machines and machine tools Part 1: Principles and applications, Precision Engineering, 4(2), 61-69, 1982.
- 44) H. D. Kwon and M. Burdekin: Measurement and diagnostics of machine tool errors during circular contouring motions, Proc. on Instrumentation Mechanical Engineers, 212-B, 343-356, 1998.
- 45) L. N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz, J. A. Sanchez, and I. Fernandez de Bustos: Simultaneous Measurement of Forces and Machine Tool Position for Diagnostic of Machining Tests, IEEE Transactions on Instrumentation and measurement, 54(6), 2329-2335, 2005.
- 46) Measuring systems for inspecting linear axes: KGM181 and KGM 182 grid encoders, Measuring systems for machine tool inspection and acceptance testing (The brochure of the Heidenhain), 10-11, 2007.

第 6 章

- 47) R. Ramesh, M.A. Mannan, and A.N. Poo: Error Compensation in Machine Tools – a review Part I: Geometric, Cutting-force Induced and Fixture-dependent Errors, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 40, 1235-1256, 2000.
- 48) K.K. Tan, S.N. Huang, S.Y. Lim, Y.P. Leow, and H.C. Liaw: Geometrical Error Modeling and Compensation Using Neural Networks, IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics – Part C: Applications and Reviews, 36(6), 797-809, 2006.

第 7 章

- 49) 里美 忠篤, 丹藤 匠, 学 趙鵬: 空気静圧送りねじの実用化研究, 日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2004 シンポジウム講演論文集, 103-104, 2004.
- 50) 河合 知彦, 蛭原 健三, 山本 明: リニアモータ駆動の超精密 5 軸ナノ加工機, 精密工学会誌, 72(4), 435-439, 2006.
- 51) 中元 一雄: セラミックスエアースライドを用いたリニアモータ駆動超精密加工機, 精密工学会誌, 72(4), 427-430, 2009.
- 52) 水本 洋: 近未来技術展望「超精密工作機械の位置決め技術について」, NACHI-BUSINESS news, 4A1, 1-7, 2004.
- 53) THK: ボールリテーナ入り LM ガイド SPR/SPS, CATALOG No. 362.
- 54) マグネスケール: レーザスケール総合カタログ, 2011 年 7 月版.